



**Universidade de  
Aveiro**

**2015**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Rafael António  
Silva Marques**

**Estudo e otimização de bombas de calor  
transcríticas usando CO<sub>2</sub>**





**Universidade de  
Aveiro**

**2015**

Departamento de Engenharia Mecânica

**Rafael António  
Silva Marques**

**Estudo e otimização de bombas de calor  
transcríticas usando CO<sub>2</sub>**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor Costa, Professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e coorientação do Doutor Jorge Ferreira, Professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.



## **o júri**

Presidente

**Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins**

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro – Departamento de Engenharia Mecânica

Arguente

**Prof. Doutor José Joaquim da Costa**

Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra – Faculdade de Ciências e Tecnologia

Orientador

**Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa**

Professor associado c/ agregação da Universidade de Aveiro – Departamento de Engenharia Mecânica



## **agradecimentos**

Em primeiro lugar não poderia deixar de agradecer aos meus Pais e irmã, por me terem acompanhado desde sempre e sobretudo por me proporcionarem todas as condições para concluir os estudos.

Ao meu grupo de amigos um especial apreço pelos bons momentos e pela ajuda ao longo desta caminhada.

Quero agradecer também a ajuda do Professor Doutor Vítor Costa, meu orientador, pelos ensinamentos ao longo da realização deste trabalho.

Por fim, agradecer um pouco a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram direta ou indiretamente para a minha formação.





**palavras-chave**

Bomba de calor, transcritical, CO<sub>2</sub>, aquecimento de águas domésticas, fluido operante natural

**resumo**

Grande parte dos sistemas usados atualmente para aquecimento de águas domésticas utilizam fluidos operantes sintéticos para efetuar as trocas de calor necessárias, nomeadamente as bombas de calor. O grande problema é o elevado impacto ambiental que esses fluidos possuem quando libertados para a atmosfera, causando o chamado “aquecimento global”. A substituição por fluidos operantes naturais reduz drasticamente esse impacto e o CO<sub>2</sub> é um dos fluidos que em melhor posição se encontra para tal.

A mudança de fluido operante acarreta algumas modificações no ciclo termodinâmico, pois é essencial garantir igualmente a boa performance dos sistemas.

Neste trabalho é efetuada a modelação pormenorizada de todos os permutadores de calor presentes numa bomba de calor transcritical usando CO<sub>2</sub> como fluido operante, bem como adicionados todos os componentes essenciais ao correto funcionamento, de maneira a poder simular o seu comportamento face às diversas condições de operação e condições exteriores ao próprio sistema.

São analisados todos os resultados obtidos e é seleccionada a melhor solução, bem como discutidas as condições a evitar.



**keywords**

Heat pump, transcritical, CO<sub>2</sub>, water heaters, natural working fluids

**abstract**

Most of the systems currently used for domestic water heating use synthetic working fluids to perform the necessary heat exchanges, particularly heat pumps. The major problem concerning the use of these fluids is the high environmental impact arising from their release into the atmosphere, leading to an increase in "global warming". Their replacement by a natural working fluid drastically reduces this impact and CO<sub>2</sub> is one of the fluids best suited for this replacement.

The substitution in the working fluid imposes some modifications in the thermodynamic cycle, since it is essential to ensure a good performance of the systems.

In this study the detailed modeling of all the heat exchangers present in a transcritical heat pump is performed using CO<sub>2</sub> as the working fluid and all the essential components for the correct system operation are added in order to simulate the system performance for different operating and external conditions.

All the obtained results are analyzed with the best solution being selected and the conditions to avoid being discussed.



# Índice

Lista de Figuras .....	iii
Lista de Tabelas.....	vii
Nomenclatura .....	ix
1. Introdução .....	1
1.1 Enquadramento e objetivos .....	1
1.2 Motivação.....	2
2. Estado da Arte .....	3
2.1 Sumário .....	3
2.2 Evolução dos fluidos operantes.....	4
2.2.1 Razões da evolução .....	4
2.2.2 Contexto histórico .....	5
2.3 Sistemas de produção de água quente sanitária mais utilizados.....	6
2.4 Bomba de calor transcritical com CO <sub>2</sub> como fluido operante .....	9
2.4.1 Fluido supercrítico.....	9
2.4.2 Desenvolvimento de componentes e fatores de otimização do sistema .....	11
3. Modelação dos processos de transferência de calor .....	25
3.1 Sumário .....	25
3.2 Princípios do modelo.....	25
3.2.1 <i>Gascooler</i> .....	28
3.2.2 Evaporador .....	29
3.2.3 IHX.....	30
3.3 Parâmetros do modelo.....	31
3.3.1 <i>Gascooler</i> .....	31
3.3.2 Evaporador .....	32
3.3.3 IHX.....	34
3.4 Modelação do <i>gascooler</i> .....	35
3.4.1 Perdas de carga.....	41
3.5 Modelação do evaporador .....	42

3.5.1 Perdas de carga.....	55
3.6 Modelação do IHX .....	61
3.6.1 Perdas de carga.....	63
4. Estudo de convergência.....	65
4.1 Sumário .....	65
4.2 Convergência da solução.....	65
5. Resultados: Análise e melhoria das condições de funcionamento do sistema .....	75
5.1 Sumário .....	75
5.2 Eficiência isentrópica do compressor.....	75
5.3 Análise dos permutadores de calor.....	77
5.3.1. Variação das temperaturas do CO <sub>2</sub> e da água no <i>gascooler</i> .....	77
5.3.2 Perda de carga no <i>gascooler</i> .....	79
5.3.3 Variação do comprimento do evaporador com o n° de alhetas e perda de carga no ar ...	81
5.3.4 Perda de carga no evaporador.....	82
5.4 Melhoria das condições de funcionamento .....	87
5.4.1 Variação do COP com o caudal mássico de CO <sub>2</sub> .....	87
5.4.2 Variação do COP com a temperatura de saída da água do <i>gascooler</i> .....	92
5.4.3 Variação do COP com a temperatura ambiente.....	96
5.4.4 Variação do COP com a temperatura de evaporação .....	101
5.4.5 Variação do COP com a introdução de um IHX .....	106
5.4.6 Parâmetros que permitem a melhor solução.....	112
6. Conclusões .....	113
6.1 Sumário .....	113
6.2 Principais conclusões .....	113
6.3 Sugestões de trabalhos futuros .....	115
Bibliografia.....	117

# Lista de Figuras

Figura 1: Consumo de energia no Japão, adaptado de (Taira, n.d.) .....	3
Figura 2: Esquema de um ciclo básico de uma bomba de calor. ....	8
Figura 3: Diagrama T-Q; a) Ciclo com um único estágio de compressão usando um HFC; b) Ciclo transcrito usando CO <sub>2</sub> (Taira, n.d.). ....	9
Figura 4: Diagrama de fase do CO <sub>2</sub> (Magalhães, 2008). ....	10
Figura 5: a) Diagrama P-h de uma bomba de calor CO <sub>2</sub> transcrito; b) Diagrama T-s de uma bomba de calor CO <sub>2</sub> transcrito. ....	11
Figura 6: Compressor de 2 estágios (Sato et al., 2012). ....	13
Figura 7: Diferenças de eficiência com a relação de pressões (Sato et al., 2012). ....	13
Figura 8: Variação da capacidade de aquecimento e do COP com a temperatura ambiente (Sato et al., 2012). ....	14
Figura 9: Compressor para R134a à esquerda e um modelo para CO <sub>2</sub> à direita (M. Kim, Pettersen, & Bullard, 2004). ....	14
Figura 10: Diagrama P-h de um ciclo de uma bomba de calor CO <sub>2</sub> transcrito (Stene, 2007). ....	15
Figura 11: Variação da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> do <i>gascooler</i> (coaxial e escoamento contracorrente) com a pressão de trabalho, a uma temperatura ambiente de 25°C e água a 60°C na saída (Wang, Tuo, Cao, & Xing, 2013). ....	16
Figura 12: Variação da pressão no <i>gascooler</i> e no evaporador com a redução do canal de expansão (Wang et al., 2013). ....	17
Figura 13: Variação da temperatura de sucção e do sobreaquecimento com a diminuição da pressão de sucção (Wang et al., 2013). ....	18
Figura 14: Curva típica do COP de uma bomba de calor CO <sub>2</sub> transcrito, para diferentes temperaturas de saída de água a uma $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ (Wang et al., 2013). ....	19
Figura 15: Variação da pressão ótima de trabalho no <i>gascooler</i> com a $T_{amb}$ a diferentes $T_{água, out}$ (Wang et al., 2013). ....	20
Figura 16: Variação da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> do <i>gascooler</i> com a $T_{evap}$ num estado ótimo e com a $T_{água, out} = 60^{\circ}\text{C}$ (Wang et al., 2013). ....	20
Figura 17: Variação do COP máximo com a $T_{amb}$ a diferentes $T_{água, out}$ (Wang et al., 2013). .	21
Figura 18: Variação do COP com a temperatura de evaporação numa bomba de calor CO <sub>2</sub> transcrito quando se produz água a 60°C (Neksa, 2002). ....	22
Figura 19: Diagrama T-s de uma bomba de calor transcrito de CO <sub>2</sub> para aquecimento de águas com permutador de calor interno (S. G. Kim, Kim, Lee, & Kim, 2005). ....	23
Figura 20: Variação da potência de aquecimento com a pressão de descarga e comprimento do permutador de calor interno; b) Variação do COP com a pressão de descarga e comprimento do permutador de calor interno (S. G. Kim et al., 2005). ....	24
Figura 21: Diagrama P-h do ciclo de uma bomba de calor transcrito; a) regime permanente; b) regime transitório. ....	26
Figura 22: Esquema da instalação modelada sem IHX. ....	27
Figura 23: Esquema da instalação modelada com IHX. ....	28

Figura 24: Ilustração esquemática do <i>gascooler</i> , adaptado de (Yamaguchi, Kato, Saito, & Kawai, 2011).....	29
Figura 25: a) Tubos de alhetas circulares de perfil retangular (aproximação realizada na modelação); b) Tubos de alhetas retangulares com perfil retangular (Silva, 2012). ....	30
Figura 26: Ilustração esquemática do evaporador; a) segmento entre alhetas, adaptado de (Yamaguchi et al., 2011); b) vista de cima, com o ar a escoar na direção perpendicular ao plano do desenho (M. Kim et al., 2004). ....	30
Figura 27: Ilustração esquemática do IHX, escoamento coaxial em contracorrente.....	31
Figura 28: Corte Transversal do tubo do evaporador. ....	33
Figura 29: Diagrama P-h de uma bomba de calor transcritical de CO <sub>2</sub> . ....	34
Figura 30: Divisão do tubo do <i>gascooler</i> em $n$ segmentos. ....	35
Figura 31: Índices das temperaturas ao longo do tubo do <i>gascooler</i> de $n$ segmentos. ....	36
Figura 32: Distribuição de temperaturas para um permutador de calor de correntes contrárias (Bergman et al., 2011). ....	37
Figura 33: Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica para escoamento laminar num tubo circular (Bergman et al., 2011). ....	39
Figura 34: Divisão do tubo do evaporador em $n$ segmentos. ....	42
Figura 35: Gráfico da eficiência de alhetas anulares de perfil retangular (Bergman et al., 2011)...	45
Figura 36: a) Comparação entre os valores do coeficiente de transferência por convecção do CO <sub>2</sub> esperados e os experimentais; b) Mapa padrão correspondente ( $Deq = 1,15mm$ , $G = 300 kg/m^2s$ , $T_{sat} = 10^\circ C$ , $q'' = 11000 W/m^2$ ), (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008). ....	48
Figura 37: Diagrama esquemático de um escoamento bifásico num tubo horizontal, (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, & Thome, 2008). ....	53
Figura 38: Ilustração esquemática do espaço entre alhetas. Adaptado de (Yamaguchi et al., 2011). ....	56
Figura 39: Índices das temperaturas ao longo do tubo do IHX de $n$ segmentos. ....	62
Figura 40: Variação da densidade do fluido operante a uma pressão de 100 bar.....	64
Figura 41: Gráfico de convergência da temperatura do CO <sub>2</sub> à saída do <i>gascooler</i> para uma $T_{água, out} = 75^\circ C$ . ....	67
Figura 42: Gráfico de convergência da temperatura do CO <sub>2</sub> à saída do <i>gascooler</i> para uma $T_{água, out} = 60^\circ C$ . ....	68
Figura 43: Gráfico de convergência do título $x$ , para $mCO_2 = 0,02 kg/s$ . ....	69
Figura 44: Gráfico de convergência da $TCO_2, AP$ para $TCO_2, AP, 1 = 50^\circ C$ , $mCO_2 = 0,03 kg/s$ , $PCO_2, AP = 120 bar$ , $PCO_2, BP = 30 bar$ . ....	72
Figura 45: Gráfico de convergência da $TCO_2, BP$ para $TCO_2, AP, 1 = 50^\circ C$ , $mCO_2 = 0,03 kg/s$ , $PCO_2, AP = 120 bar$ , $PCO_2, BP = 30 bar$ . ....	73
Figura 46: Diagrama P-h, pressão ótima no <i>gascooler</i> , $P_{evap} = 35bar$ , $T_{amb} = 10^\circ C$ , $mCO_2 = 0,0125 kg/s$ e $T_{água, out} = 75^\circ C$ . ....	76
Figura 47: Eficiência isentrópica do compressor.....	76
Figura 48: a) Variação das temperaturas do CO <sub>2</sub> e da água ao longo do <i>gascooler</i> , $T_{evap} = -5^\circ C$ , $T_{amb} = 10^\circ C$ , $mCO_2 = 0,0125 kg/s$ e $T_{água, out} = 75^\circ C$ ; b) Variação das temperaturas do CO <sub>2</sub> e da água ao longo do <i>gascooler</i> , $T_{evap} = 0^\circ C$ , $T_{amb} = 10^\circ C$ , $mCO_2 = 0,015 kg/s$ e $T_{água, out} = 75^\circ C$ . ....	78



Figura 49: a) Evolução da pressão ao longo do <i>gascooler</i> para diferentes caudais mássicos de CO <sub>2</sub> ;	
b) Evolução da pressão ao longo do <i>gascooler</i> para diferentes pressões de entrada no mesmo...	80
Figura 50: Evolução da pressão ao longo do <i>gascooler</i> para dimensões diferentes. ....	81
Figura 51: Variação do comprimento do evaporador e da perda de carga no ar com o número de alhetas/m. ....	82
Figura 52: a) Perda de carga à medida que o título $x$ no evaporador aumenta, para diferentes $T_{amb}$ , com a $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ e $G = 348 \text{ kg/s m}^2$ ; b) Perda de carga à medida que o título $x$ no evaporador aumenta, para diferentes $T_{evap}$ , com a $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ e $G = 348 \text{ kg/s m}^2$ . ....	84
Figura 53: a) Perda de carga à medida que o título $x$ no evaporador aumenta a uma $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ e $G = 348 \text{ kg/s m}^2$ ; b) Mapa padrão com as mesmas condições de a). ....	86
Figura 54 – Evolução do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo do evaporador para as mesmas condições da Figura 53. ....	87
Figura 55: Variação do COP com o caudal mássico de CO <sub>2</sub> , a uma $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ , $T_{evap} = 10^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{água, out}} = 75^{\circ}\text{C}$ . ....	88
Figura 56: Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes caudais mássicos de CO <sub>2</sub> a uma $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{água, out}} = 75^{\circ}\text{C}$ . ....	90
Figura 57: a) Diagrama P-h, pressão ótima no <i>gascooler</i> , $P_{evap} = 35\text{bar}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{água, out}} = 75^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores. ....	91
Figura 58: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 54. ....	92
Figura 59: Variação do COP com a temperatura de saída de água do <i>gascooler</i> , a uma $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ , $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ . ....	93
Figura 60: Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes $T_{\text{água, out}}$ a uma $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ . ....	94
Figura 61: a) Diagrama P-h, pressão ótima no <i>gascooler</i> , $P_{evap} = 35\text{bar}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores. ....	95
Figura 62: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 59. ....	96
Figura 63: a) Variação do COP com a $T_{amb}$ , a uma $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação do COP com a $T_{amb}$ , a uma $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ . ....	97
Figura 64: a) Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes temperaturas ambiente a uma $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes temperaturas ambiente a uma $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ . ....	99
Figura 65: a) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 63 a); b) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 63 b). ....	100
Figura 66: a) Variação do COP com a $T_{evap}$ , a uma $T_{amb} = 5^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação do COP com a $T_{evap}$ , a uma $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ . ....	101
Figura 67: a) Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes temperaturas de evaporação, a uma $T_{amb} = 5^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes temperaturas de evaporação, a uma $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ . ....	103
Figura 68: a) Diagrama P-h, pressão ótima no <i>gascooler</i> , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores. ....	104

Figura 69: a) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 66 a); b) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 66 b).....	105
Figura 70: Variação do COP com a introdução de um IHX a uma $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ . .	106
Figura 71: Variação do COP com a introdução de um IHX e respetivas pressões máximas, com as mesmas condições da Figura 70.....	107
Figura 72: Variação da $T_{out, CO2}$ com a pressão no <i>gascooler</i> , para diferentes comprimentos de IHX, a uma $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ e $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ . ....	108
Figura 73: a) Diagrama P-h, $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores. ....	109
Figura 74: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 70.....	110
Figura 75: Variação das temperaturas do $\text{CO}_2$ para diferentes pressões no <i>gascooler</i> , $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ e $LIHX = 4\text{ m}$ . ....	111
Figura 76: Curva da potência do <i>gascooler</i> , do trabalho do compressor e do respetivo COP para $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ , $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ , $m_{CO2} = 0,0125\text{ kg/s}$ , $T_{\text{água, out}} = 75^{\circ}\text{C}$ e $LIHX = 4\text{ m}$ . ....	112

# Lista de Tabelas

Tabela 1: Sistemas para aquecimento de águas domésticas.....	6
Tabela 3: Comparação entre valores típicos de algumas propriedades físicas de fluidos no estado gasoso, supercrítico e líquido (Magalhães, 2008).....	10
Tabela 4: Número de <i>Nusselt</i> para escoamento laminar plenamente desenvolvido num tubo circular (Bergman et al., 2011).....	41
Tabela 5: Funções de Bessel modificadas de primeira e segunda espécies (Bergman et al., 2011).....	45
Tabela 6: Constantes da equação (54) para cilindro circular em escoamento cruzado (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011). ....	46
Tabela 7: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> do <i>gascooler</i> para <i>Tágua, out</i> = 75°C.....	66
Tabela 8: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> do <i>gascooler</i> para <i>Tágua, out</i> = 60°C.....	67
Tabela 9: Valores do título <i>x</i> no evaporador. ....	69
Tabela 10: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para <i>mCO2</i> = 0,01 kg/s, <i>TCO2, AP</i> = 30°C.....	70
Tabela 11: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para <i>mCO2</i> = 0,03 kg/s, <i>TCO2, AP</i> = 30°C.....	71
Tabela 12: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para <i>mCO2</i> = 0,03 kg/s, <i>TCO2, AP</i> = 15°C.....	71
Tabela 13: Valores da temperatura de saída do CO <sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para <i>mCO2</i> = 0,03 kg/s, <i>TCO2, AP</i> = 50°C.....	71
Tabela 14: Variação do comprimento do evaporador e respetiva perda de carga para diferentes <i>Tamb</i> .....	83
Tabela 15: Variação do comprimento do evaporador e respetiva perda de carga para diferentes <i>Tevap</i> .....	85
Tabela 16: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para os diferentes caudais mássicos, a uma <i>Tamb</i> = 10°C, <i>Tevap</i> = 0°C e <i>Tágua, out</i> = 75°C. ....	88
Tabela 18: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para as diferentes <i>Tamb</i> , a uma <i>Tevap</i> = -5°C.....	98
Tabela 19: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para as diferentes <i>Tamb</i> a uma <i>Tevap</i> = 0°C.....	98
Tabela 20: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para as diferentes <i>Tevap</i> a uma <i>Tamb</i> = 5°C.....	102
Tabela 21: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para as diferentes <i>Tevap</i> a uma <i>Tamb</i> = 10°C. ....	102
Tabela 22: COP máximo e respetiva pressão no <i>gascooler</i> para as diferentes <i>LHX</i> a uma <i>Tevap</i> = 0°C, <i>Tamb</i> = 10°C.....	107
Tabela 23: Valor de COP, potência do <i>gascooler</i> e potência a fornecer ao compressor à pressão ótima. ....	112



# Nomenclatura

$A$	Área [ $m^2$ ]
$A_L$	Área transversal ocupada por líquido [ $m^2$ ]
$A_{LD}$	Área transversal adimensional ocupada por líquido [-]
$A_V$	Área transversal ocupada por vapor [ $m^2$ ]
$A_{VD}$	Área transversal adimensional ocupada por vapor [-]
$D$	Diâmetro [ $m$ ]
$D_{eq}$	Diâmetro equivalente / diâmetro interno [ $m$ ]
$e$	Espessura [ $m$ ]
$Fr_L$	Número de Froude líquido [-]
$Fr_{V,Mori}$	Número de Froude vapor, definido por Mori et al. [-]
$f$	Fator de atrito [-]
$G$	Caudal mássico por unidade de área [ $kg/m^2s$ ]
$g$	Aceleração da gravidade [ $9,8 m/s^2$ ]
$h$	Entalpia específica, Coeficiente de transferência de calor por convecção [ $J/kg$ ], [ $W/m^2 K$ ]
$h_L$	Altura vertical de líquido [ $m$ ]
$h_{LD}$	Altura vertical adimensional de líquido [-]
$h_{LV}$	Calor latente de vaporização [ $J/kg$ ]
$k$	Condutividade térmica [ $W/m K$ ]
$L$	Comprimento [ $m$ ]
$M$	Massa molar [ $kg/kmol$ ]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $kg/s$ ]
$Nu$	Número de Nusselt [-]
$P$	Pressão [ $bar$ ]
$P_c$	Pressão crítica [ $bar$ ]
$P_i$	Perímetro da interface líquido-vapor [ $m$ ]
$P_{iD}$	Perímetro adimensional da interface líquido-vapor [-]
$P_L$	Perímetro de tubo molhado [ $m$ ]
$P_{LD}$	Perímetro adimensional de tubo molhado [-]
$P_V$	Perímetro de tubo seco [ $m$ ]
$P_{VD}$	Perímetro adimensional de tubo seco [-]
$p$	Nº alhetas / m de tubo [-]
$p_r$	Pressão reduzida [-]

$Pr$	Número de Prandtl [-]
$\dot{Q}$	Potência calorífica fornecida [W]
$q$	Fluxo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
$r$	Raio [m]
$rel$	Relação de pressões [-]
$Re$	Número de Reynolds [-]
$Re_H$	Número de Reynolds homogêneo [-]
$Re_{LO}$	Número de Reynolds de escoamento bifásico considerado como líquido [-]
$Re_M$	Número de Reynolds do regime M [-]
$Re_V$	Número de Reynolds do vapor [-]
$Re_\delta$	Número de Reynolds do filme líquido [-]
$S$	Fator de supressão da transferência de calor em ebulição nucleada [-]
$s$	Entropia [J/kg K]
$T$	Temperatura [°C]
$T_c$	Temperatura crítica [°C]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> K]
$u$	Velocidade média [m/s]
$V$	Velocidade [m/s]
$\dot{W}_{comp}$	Potência a fornecer ao compressor [W]
$We_L$	Número de Weber líquido [-]
$We_V$	Número de Weber vapor [-]
$x$	Título no evaporador [-]
$Y$	Fator de correção [-]

### Letras Gregas

$\Delta$	Variação [-]
$\delta$	Espessura do filme líquido [m]
$\varepsilon$	Fração vazia transversal [-]
$\varepsilon_{IA}$	Fração vazia transversal a $x = x_{IA}$ [-]
$\eta$	Eficiência [-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [N s/m <sup>2</sup> ]
$\theta_{dry}$	Ângulo seco do perímetro do tubo [rad]
$\theta_{dry}^*$	Ângulo seco adimensional [-]
$\theta_{strat}$	Ângulo estratificado [rad]
$\theta_{strat}^*$	Ângulo estratificado adimensional [-]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial [N/m]

## Subscritos

<i>A</i>	<i>Região A</i>
<i>amb</i>	<i>Ambiente</i>
<i>AP</i>	<i>Alta pressão</i>
<i>B</i>	<i>Região B</i>
<i>BP</i>	<i>Baixa pressão</i>
<i>cb</i>	<i>Ebulição convectiva</i>
<i>crit</i>	<i>Crítica</i>
<i>de</i>	<i>Ponto de transição região D-M</i>
<i>di</i>	<i>Ponto de transição região A-D</i>
<i>dry</i>	<i>Seco</i>
<i>dryout</i>	<i>Região D</i>
<i>evap</i>	<i>Evaporação</i>
<i>ext</i>	<i>Exterior</i>
<i>f</i>	<i>Lado do fluido frio</i>
<i>gc</i>	<i>Gascooler</i>
<i>H</i>	<i>Hidráulico, Homogénea</i>
<i>I</i>	<i>Região I</i>
<i>IA</i>	<i>Transição região I-A</i>
<i>in</i>	<i>Condição de entrada</i>
<i>is</i>	<i>Isentrópica</i>
<i>L</i>	<i>Líquido</i>
<i>lm</i>	<i>Média logarítmica</i>
<i>M</i>	<i>Região M</i>
<i>m</i>	<i>Média</i>
<i>máx</i>	<i>Máximo</i>
<i>nb</i>	<i>Ebulição nucleada</i>
<i>otm</i>	<i>Ótima</i>
<i>out</i>	<i>Condição de saída</i>
<i>q</i>	<i>Lado do fluido quente</i>
<i>sa</i>	<i>Superfície alhetada</i>
<i>sat</i>	<i>Saturação</i>
<i>SLUG</i>	<i>Região SLUG</i>
<i>SW</i>	<i>Região SW</i>
<i>st</i>	<i>Aço inoxidável AISI 302</i>
<i>strat</i>	<i>Região S</i>

<i>tp</i>	<i>Escoamento bifásico</i>
<i>V</i>	<i>Vapor</i>
<i>wavy</i>	<i>Escoamento wavy</i>
<i>t</i>	<i>Transversal</i>

## **Siglas**

<i>CFC</i>	<i>Composto clorofluorcarbono</i>
<i>CH<sub>4</sub></i>	<i>Metano</i>
<i>CO<sub>2</sub></i>	<i>Dióxido de Carbono</i>
<i>FSC</i>	<i>Fluido supercrítico</i>
<i>GWP</i>	<i>Global warming potential</i>
<i>HC</i>	<i>Composto hidrocarbono</i>
<i>HCFC</i>	<i>Composto hidroclorofluorcarbono</i>
<i>HFC</i>	<i>Composto hidrofluorcarbono</i>
<i>IHX</i>	<i>Permutador de calor interno</i>
<i>N<sub>2</sub>O</i>	<i>Óxido Nitroso</i>
<i>ODP</i>	<i>Ozone depletion potencial</i>
<i>ODS</i>	<i>Ozone depleting substances</i>



# 1. Introdução

## 1.1 Enquadramento e objetivos

Esta dissertação visa o estudo de uma bomba de calor ar-água para aquecimento de águas domésticas, usando CO<sub>2</sub> ou tecnicamente R-744 transcrítico como fluido operante. A bomba de calor utiliza o ar ambiente como fonte de calor para proporcionar o aquecimento de água. Ao contrário do que acontece com as bombas de calor que utilizam fluidos operantes sintéticos, como por exemplo o R-134a, a bomba de calor a estudar utiliza CO<sub>2</sub>, que com uma temperatura crítica de 30,98°C implica um ciclo a operar em regimes acima do ponto crítico (supercríticos), pois as necessidades de água quente superam esse valor. É dado o nome de transcrítico devido à passagem do CO<sub>2</sub> de regimes abaixo do ponto crítico, para regimes acima desse mesmo ponto.

Uma das principais razões do desenvolvimento deste estudo deve-se às necessidades de alteração dos fluidos operantes utilizados atualmente, de modo a combater o aquecimento global. Há necessidade de se estudarem novos fluidos que substituam os atuais (sintéticos), de maneira a garantir uma boa performance aliada a um menor impacto ambiental. O CO<sub>2</sub> revela ser o fluido natural que enumera maiores qualidades para ser o principal substituto. Portanto o objetivo da dissertação passa por uma proposta de otimização e análise de um ciclo que envolva algumas técnicas atuais usadas para aumentar a performance deste tipo de sistema.

Existe uma vasta gama de componentes que nos permitem elevar a performance do sistema (conhecida pela sigla COP), mas também uma série de condições, tais como temperaturas e pressões que devem ser estudadas para ajudar a aumentar o COP do sistema. Com base em simulações, recorrendo a *softwares* adequados, é possível otimizar a performance do sistema como dependente desses parâmetros.

A primeira etapa passa, então, por estudar/rever as alternativas existentes a implementar num ciclo para aquecimento de águas domésticas e analisar os estudos de otimização que foram realizados até agora, de maneira a ter uma base de comparação.

A segunda etapa consiste em modelar o ciclo recorrendo a um *software* adequado e com base em simulações, estudar as condições a que a bomba de calor estará sujeita, como pressões de entrada no compressor, temperaturas de evaporação do fluido operante, pressões de entrada no *gascooler*, temperaturas ambiente e dimensões de condutas. Todas as alterações a estes parâmetros afetarão o COP do sistema e, por isso, torna-se importante fazer simulações de modo a otimizar o seu funcionamento.

## 1.2 Motivação

Há dois fatores importante que levam ao desenvolvimento e estudo em áreas como esta. A primeira é inevitavelmente a busca pelo conforto humano e a sua necessidade por água quente de uso doméstico. Grande parte da população mundial não dispensa este bem, existindo uma grande gama de equipamentos que são capazes de a fornecer. Dentro destes equipamentos surge uma outra motivação, que é a redução da emissão de gases com efeito de estufa, mantendo no entanto a performance dos próprios equipamentos elevada. É aqui que as bombas de calor usando fluidos operantes naturais têm um papel importante, sendo que o GWP do  $\text{CO}_2$  é 1. GWP (*global warming potential*) é a quantidade de radiação infravermelha que um gás pode absorver relativamente ao  $\text{CO}_2$ , considerando um período de 100 anos.

Analisar e contribuir para o desenvolvimento deste tipo de sistemas é bastante motivante, pois trata-se de sistemas que irão certamente fazer parte do nosso futuro.

## 2. Estado da Arte

### 2.1 Sumário

As bombas de calor transcríticas ar-água com CO<sub>2</sub> como fluido operante já foram objeto de variados estudos, principalmente em alguns países asiáticos, onde se utiliza este tipo de sistemas para aquecimento de águas sanitárias, quer seja em sistema ar-água ou água-água, sendo que a diferença ente ambos é a utilização de uma fonte de calor de baixa temperatura diferente (ar ou água).

Este tipo de equipamento é tido como promissor para casas com baixo consumo energético e casas passivas, uma vez que 50% a 85% da energia de aquecimento é para águas domésticas, conforme citado em (Stene, 2007), tendo este tipo de bomba de calor um alto nível de eficiência (acima de 100%).

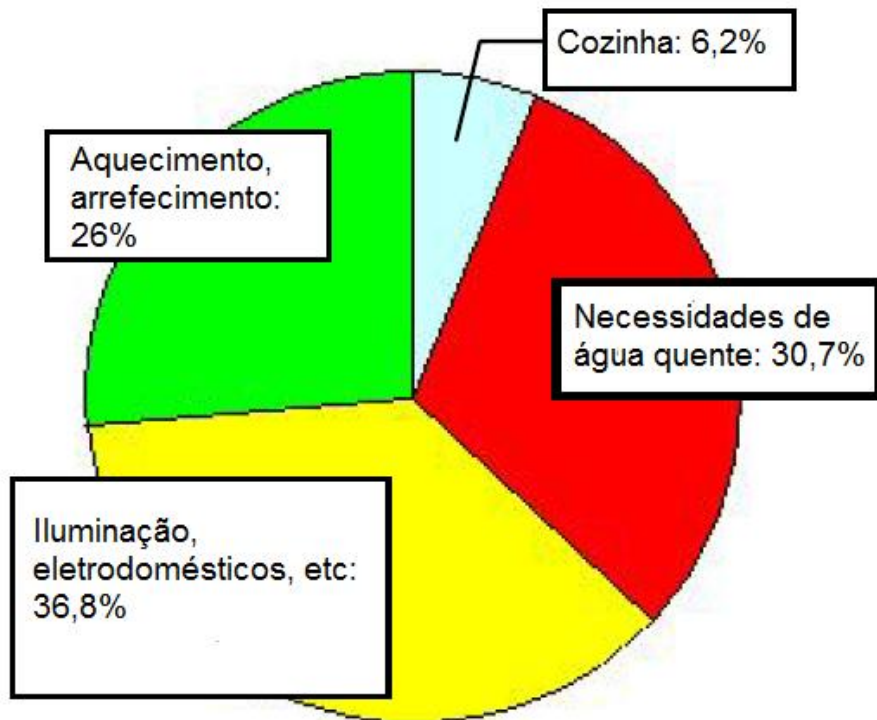


Figura 1: Consumo de energia no Japão, adaptado de (Taira, n.d.)

Cerca de 30,7% da energia consumida no Japão é para aquecimento de águas; no entanto a energia despendida em aquecimento geral é 26%. Contabilizando toda a energia de aquecimento, temos que, mais de 50% da energia gasta em aquecimento é para o aquecimento de águas para o uso doméstico (Taira, n.d.).

Primeiramente será feita uma contextualização histórica da evolução dos fluidos operantes e, posteriormente, será apresentada uma análise comparativa de algumas alternativas mais usadas nos sistemas de aquecimento de águas domésticas. Por fim, é feita

uma revisão a todos os componentes que são usados neste tipo de sistemas, bem como os estudos de otimização realizados até agora.

## **2.2 Evolução dos fluidos operantes**

### **2.2.1 Razões da evolução**

Os fluidos operantes trouxeram-nos um maior conforto e ambientes de convivência e de trabalho mais saudáveis. Ajudam a suavizar os ambientes agrestes onde o ser humano está inserido.

O desenvolvimento tecnológico e o crescimento económico no último século têm produzido vários problemas a nível ambiental, levando-nos à conclusão de que os avanços tecnológicos que contribuem para o conforto humano ameaçam o ambiente através da destruição da camada de ozono e do aquecimento global. No entanto, é só com este desenvolvimento tecnológico que se poderá reverter o cenário. A destruição da camada de ozono e o aquecimento global são as duas maiores preocupações a nível ambiental, com implicações nos futuros desenvolvimentos e estudos de fluidos operantes na indústria dos sistemas de aquecimento e de refrigeração.

A camada de ozono está a cerca de 11km da superfície terrestre e a vida na Terra está salvaguardada há milhares de anos por ela, protegendo-nos contra os raios UV. O Homem é responsável pela maior parte das emissões de um grupo de gases feitos artificialmente para operar em contextos industriais. O grupo é composto pelos CFC, HCFC e HFC, que consistem em carbono com pelo menos um dos seguintes halogenados: fluor, cloro, iodo, ou bromo. O primeiro composto deste género foi produzido em 1928 e, desde aí, têm sido usados para diversos propósitos. Escapando para a estratosfera, as radiações UV-C provenientes do Sol rompem as suas ligações químicas, libertando-se os átomos de cloro. Basta apenas um átomo de cloro para destruir 100000 moléculas de ozono, reduzindo-as a oxigénio. Os CFC têm um maior potencial de destruição da camada de ozono quando comparados com os HCFC, porque têm maior concentração de cloro (Bolaji & Huan, 2013).

Na altura em que começaram a ser produzidos estes compostos, a grande estabilidade era o principal requisito para um fluido operante, não sendo na altura previstos os possíveis efeitos que poderiam vir a causar a nível ambiental.

A outra grande preocupação ambiental é o aquecimento global. Os gases com efeito de estufa incluem CFC, HCFC, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O. O efeito de estufa é um fenómeno natural e acontece desde a formação do nosso planeta, sendo necessário para a manutenção da vida na Terra; no entanto o aumento da libertação destes gases tem potenciado este fenómeno, causando assim um aumento de temperatura média da Terra.

De toda a radiação que chega do Sol, 30% é refletida para o espaço e a outra passa pela atmosfera até à superfície terrestre. A superfície terrestre emite então radiação infravermelha que não consegue passar a atmosfera devido à presença de gases de efeito de

estufa. Como consequência essa energia é absorvida e a temperatura à superfície da Terra aumenta (Bolaji & Huan, 2013).

A descoberta destes problemas ambientais levou a uma série de tratados internacionais para eliminar este tipo de fluidos, sendo que os CFC têm sido banidos nos países desenvolvidos desde 1996 e nos países em desenvolvimento desde 2010. As alternativas iniciais passaram pelos HCFC, mas estes irão começar ser banidos em 2020 nos países desenvolvidos e 2030 nos países em desenvolvimento.

Os HFC foram tidos como o principal substituto dos CFC e HCFC, mas a preocupação internacional relativamente ao GWP causou o seu abandono em alguns países Europeus, pois estes compostos apesar de terem um ODP (*ozone depletion potential*) nulo são gases com um efeito de estufa muito elevado. ODP é um indicador que se refere ao potencial de destruição da camada de ozono de uma substância.

É de grande importância voltar a olhar para os fluidos operantes naturais como uma alternativa para o futuro. A maior parte das alternativas têm sido descartadas por diversas razões, mas um bom número de escolhas continua a adaptar-se às diversas condições e aplicações exigidas. Água, amónia, HC e CO<sub>2</sub> são algumas das alternativas, não contêm átomos de fluor e cloro e não produzem ácidos fortes que podem causar a falha prematura dos sistemas onde estão inseridos (Bolaji & Huan, 2013).

### 2.2.2 Contexto histórico

Entre 1600 e 1700 eram vários os investigadores que estudavam as mudanças de fase das substâncias. Em 1805, Oliver Evans foi o primeiro a propor o uso de um fluido volátil num ciclo fechado para transformar água em gelo. Em 1834, Jacob Perkins criou a patente de um ciclo fechado que usava um fluido volátil com o objetivo de obter arrefecimento ao mesmo tempo que se condensava para nova utilização.

Os fluidos operantes têm passado por diversas gerações, sendo contabilizadas 4 gerações principais diferentes. A 1ª geração inclui todas as substâncias que funcionassem num ciclo e que estivessem disponíveis. A maioria era tóxica ou inflamável e também altamente reativa. Os HCFC dominaram a 2ª geração, pois havia uma grande procura pela segurança, durabilidade e estabilidade. O R-12 começou a ser comercializado em 1931, o R-11 em 1932 e os CFC começaram especialmente na década de 50 do século XX (Calm, 2008). O CO<sub>2</sub> também era utilizado, no entanto em 1940 começou a perder quotas de mercado pela falta de componentes que suportassem altas pressões (Neksa, 2002). Na 3ª geração surgiu a preocupação pela proteção da camada de ozono. Da convenção de Viena e do protocolo Montreal de 1987, foi forçado o abandono das substâncias destruidoras da camada de ozono, ODS (*ozone depleting substances*). Face a isto, foi então renovado o interesse pelos fluidos naturais, nomeadamente a amónia, CO<sub>2</sub>, HC e água. A 4ª geração está ligada à preocupação ambiental devido ao aquecimento global e ao cumprimento do protocolo de Quioto. Muitos fluidos operantes usados hoje, apesar de terem um potencial de destruição da camada de ozono nulo, têm um potencial de aquecimento global muito

elevado, sendo que esta nova geração deve oferecer também uma alta performance. O CO<sub>2</sub> tem a seu favor o fato de ser um fluido natural, e portanto será uma mudança que, a nível ambiental, terá os menores impactos (Calm, 2008).

## 2.3 Sistemas de produção de água quente sanitária mais utilizados

Nos dias de hoje, existe uma variada gama de sistemas de produção de águas quentes domésticas. Estes sistemas dividem-se em 2 grupos principais, os sistemas instantâneos e os de acumulação, de acordo com a Tabela 1.

**Tabela 1: Sistemas para aquecimento de águas domésticas**

Instantâneos	De acumulação
Esquentador a gás	Termoacumulador
Elétrico instantâneo	Solar térmico
Caldeira	Bomba de calor

- **Esquentador**

Em Portugal o aparelho mais utilizado é o esquentador a gás, diferenciando-se de acordo com a utilização, dimensão da habitação, tipo de exaustão, economia pretendida e nível de conforto. Os esquentadores a gás são sistemas instantâneos, portanto são capazes de fornecer água quente num curto espaço de tempo. Possuem dimensões reduzidas, sendo este um dos fatores que os diferenciam num sentido positivo (Vulcano, n.d.-a).

- **Termoacumulador**

Os termoacumuladores são equipamentos pertencentes ao grupo de sistemas de acumulação. Este tipo de sistemas proporciona aquecimento de águas sanitárias por acumulação, que se depositam no interior do aparelho e são aquecidas com recurso a gás ou eletricidade. A produção de AQS por acumulação é indicada para situações em que a simultaneidade no consumo acontece frequentemente. Os termoacumuladores têm como vantagem permitir a estabilidade de caudal e temperatura no fornecimento em simultâneo de água quente a diferentes pontos de tiragem como acontece em edifícios comerciais ou balneários (Vulcano, n.d.-c).

- **Sistemas de aquecimento elétrico instantâneo de água**

São pequenos aparelhos são usados junto à zona de abastecimento direto de água, como casa de banho e cozinhas. São equipamentos de reduzidas dimensões. É a solução mais eficaz para eliminar as perdas de calor, visto estarem localizadas junto ao ponto de

utilização. A água não é pré-aquecida, mas aquecida instantaneamente, sendo portanto considerado um sistema de aquecimento instantâneo (Evolucom, 2011).

- **Sistema solar térmico**

O aproveitamento do sistema solar é quase perfeito no Verão, verificando-se que a energia fornecida pelo sistema solar é normalmente superior às necessidades de aquecimento, o que permite o desacoplamento de sistemas de apoio para a produção de água quente. As excelentes condições climatéricas de Portugal, nomeadamente a sua exposição solar permite um grande aproveitamento da radiação solar (Vulcano, n.d.-b).

- **Bomba de calor com fluido operante sintético**

É um sistema que tem como fonte de energia o meio ambiente, minimizando por isso os impactos ambientais.

Assenta no princípio de funcionamento de Carnot que demonstra que o rendimento teórico máximo de qualquer máquina térmica não depende dos fluidos circulantes mas sim das temperaturas dos corpos onde ocorre a transferência de calor. Pretende-se portanto transferir calor de um local para outro, como por exemplo ocorre num frigorífico, sendo necessário “pagar” o custo energético desse transporte (SunProject, 2015).

A transferência de calor de um ambiente para outro é feita através de um fluido operante sintético como o R-134a e o R-410A, que opera geralmente em região subcrítica, isto é, abaixo do ponto crítico.

**Tabela 2: Fluidos operantes sintéticos e respetivas condições críticas.**

Fluido Operante	$T_{crítica}(^{\circ}C)$	$P_{crítica}(bar)$
R-134a	101,00	40,59
R-410A	72,13	49,25

Através dos valores da Tabela 2 é possível concluir o porquê destes fluidos operarem numa região subcrítica. As necessidades de água quente sanitária implicam valores de temperatura na água por volta dos 60°C, 70°C e até 80°C e se a temperatura crítica destas substâncias for superior a esse valor não há necessidade de se atingir o estado supercrítico, uma vez que a transferência de calor se dá entre o fluido a maior temperatura (fluido sintético) e o fluido a menor temperatura (água).

As bombas de calor são um sistema com uma performance superior a 100%, ou seja, se por exemplo a performance for 300% significa que por cada unidade de energia utilizada para a operação da bomba de calor, são geradas 3 unidades de calor útil. Uma performance de 300% corresponde a dizer que a bomba de calor tem um COP de 3 (Taira, n.d.).

O funcionamento típico e abreviado deste tipo de sistemas baseia-se no ciclo termodinâmico associado à circulação de um fluido entre os seguintes componentes:

- Compressor
- Condensador
- Válvula de expansão
- Evaporador

**Compressor:** faz a compressão do fluido operante aumentando-lhe a pressão e a temperatura.

**Condensador:** é onde o fluido operante cede calor ao meio a aquecer. A transferência de calor dá-se aquando da condensação do fluido operante.

**Válvula de expansão:** tem a função de baixar a pressão e como consequência a temperatura do fluido operante que vem do permutador de calor.

**Evaporador:** é onde se realiza a evaporação do fluido operante, com a consequente absorção de calor.

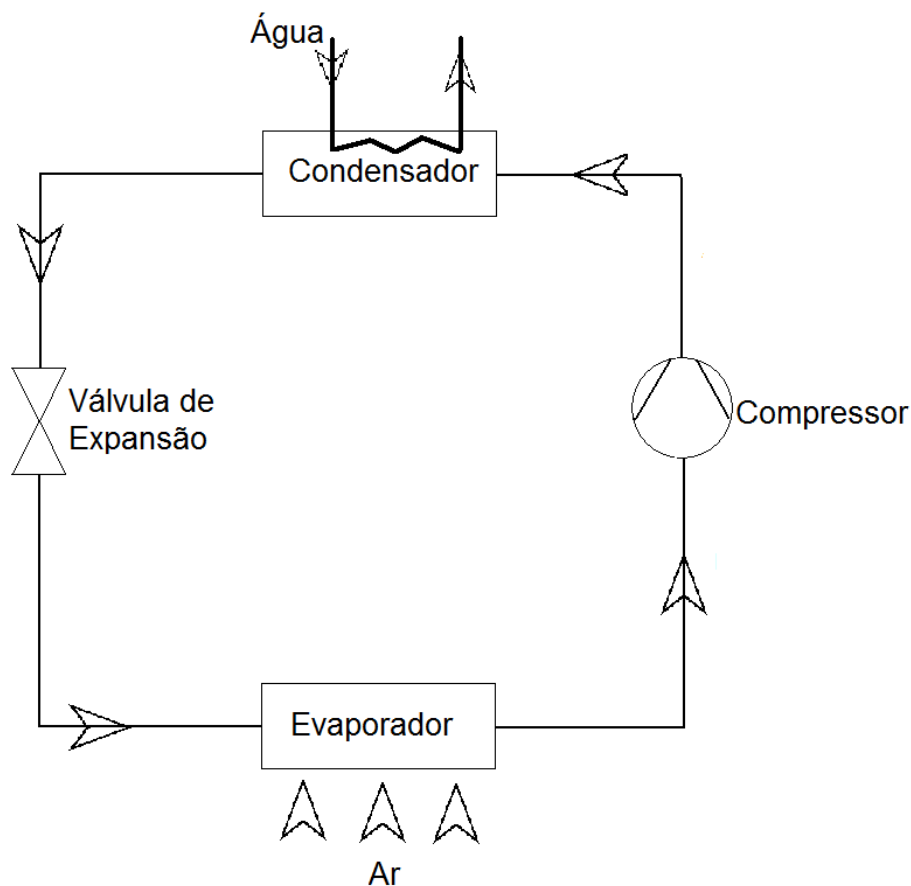


Figura 2: Esquema de um ciclo básico de uma bomba de calor.

As bombas de calor têm sido desenvolvidas e os seus ciclos têm sido modificados, permitindo a introdução de outros fluidos operantes, nomeadamente o CO<sub>2</sub>, que operando em região supercrítica nos garante outro tipo de vantagens.



## 2.4 Bomba de calor transcrítica com CO<sub>2</sub> como fluido operante

### 2.4.1 Fluido supercrítico

O CO<sub>2</sub> é um fluido ecologicamente benigno em comparação com outros fluidos operantes, seguro e barato. A sua pressão e temperatura crítica são de 73,6 *bar* e 31,1 °C, respetivamente, sendo possível obter um COP elevado, podendo superar os fluidos operantes convencionais. É um fluido de trabalho extremamente eficaz no estado supercrítico, sendo a par da água o mais utilizado neste estado.

Os HFC permitem o aquecimento da água para uso doméstico devido à sua elevada temperatura de condensação. No entanto, a perda de calor de modo irreversível é inevitável e o desempenho teórico é baixo. Um ciclo com um compressor de múltiplos estágios pode reduzir a perda, mas o aumento de custos devido à complicação do ciclo e outros problemas técnicos pode surgir. As bombas de calor transcríticas com CO<sub>2</sub> como fluido operante, por seu lado, permitem o aquecimento de água para uso doméstico de forma eficiente, de baixas para altas temperaturas num único estágio de compressão. O fluido em estado supercrítico não sofre uma mudança de fase, e portanto a temperatura do CO<sub>2</sub> decresce gradualmente à medida que a água é aquecida. A diferença de temperatura entre o CO<sub>2</sub> e a água é quase inalterada enquanto há troca de calor, e isto significa uma perda de calor irreversível menor (Taira, n.d.).

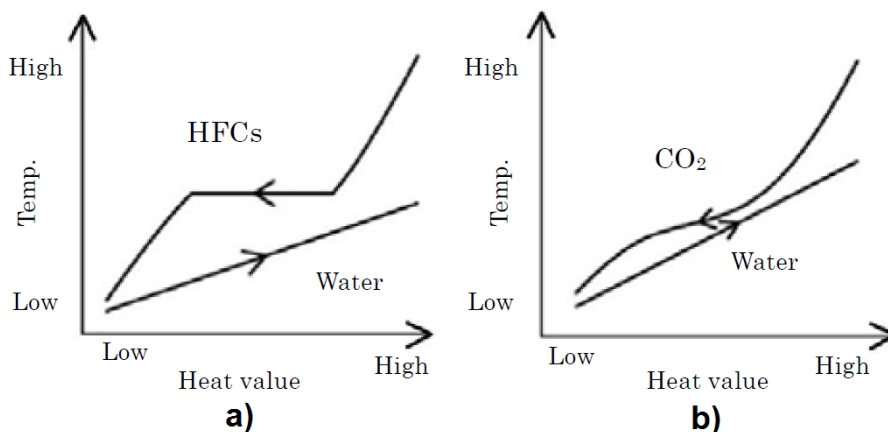


Figura 3: Diagrama T-Q; a) Ciclo com um único estágio de compressão usando um HFC; b) Ciclo transcrítico usando CO<sub>2</sub> (Taira, n.d.).

A rejeição de calor em pressão supercrítica apresenta uma temperatura variável em vez de uma temperatura de condensação constante como acontece com os HFC, como se pode visualizar na Figura 3.

Um fluido supercrítico (FSC) é uma substância que se encontra a uma temperatura e pressão acima dos seus valores críticos,  $T_c$  e  $P_c$  respetivamente. Não existe equilíbrio líquido-vapor acima deste ponto.

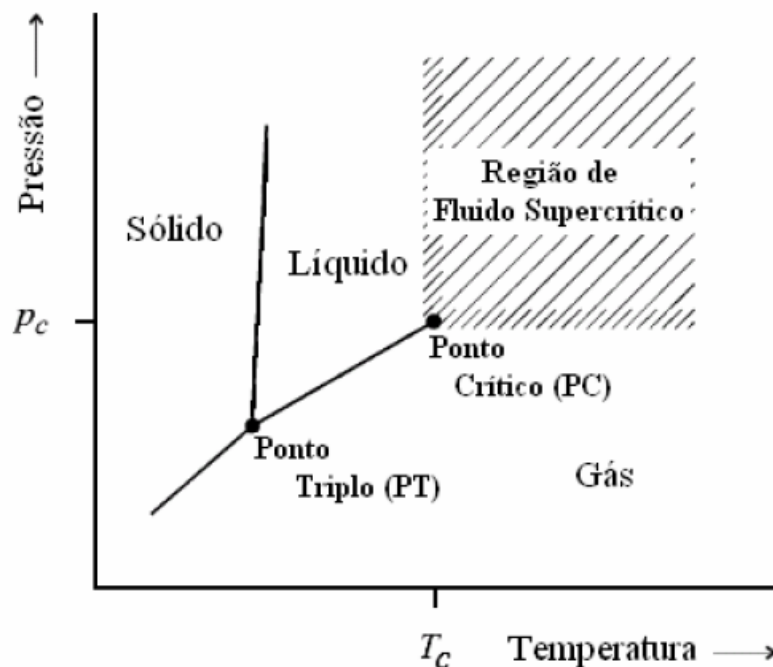


Figura 4: Diagrama de fase do  $\text{CO}_2$  (Magalhães, 2008).

Geralmente, as propriedades físicas e de transporte de um FSC assumem valores intermédios entre as dos estados líquidos e vapor. Pela observação da Tabela 3, nota-se que os FSC assumem valores de densidade mais próximos dos líquidos, o que lhes confere um bom comportamento solvente. A viscosidade é próxima da dos gases, o que pode levar a menores perdas de carga (Magalhães, 2008).

Tabela 3: Comparação entre valores típicos de algumas propriedades físicas de fluidos no estado gasoso, supercrítico e líquido (Magalhães, 2008).

Estado físico	Densidade ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Viscosidade ( $10^3 \times \text{Pa} \cdot \text{s}$ )	Difusividade ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
<b>Gás</b> (1 bar, $20^\circ\text{C}$ )	0,6 – 2,0	0,01 – 0,03	$(1 - 4) \times 10^{-5}$
<b>FSC</b>			
$T_c, P_c$	200 – 500	0,01 – 0,03	$7 \times 10^{-7}$
$T_c, 4 \times P_c$	400 – 900	0,03 – 0,09	$2 \times 10^{-7}$
<b>Líquido</b> $20^\circ\text{C}$	600 – 1600	0,2 – 3,0	$(0,2 - 2,0) \times 10^{-9}$

### 2.4.2 Desenvolvimento de componentes e fatores de otimização do sistema

Existem componentes que são introduzidos ou melhorados de forma a aumentar a performance do sistema, bem como estudos realizados para achar as melhores temperaturas e pressões de trabalho nos diferentes componentes que integram o sistema.

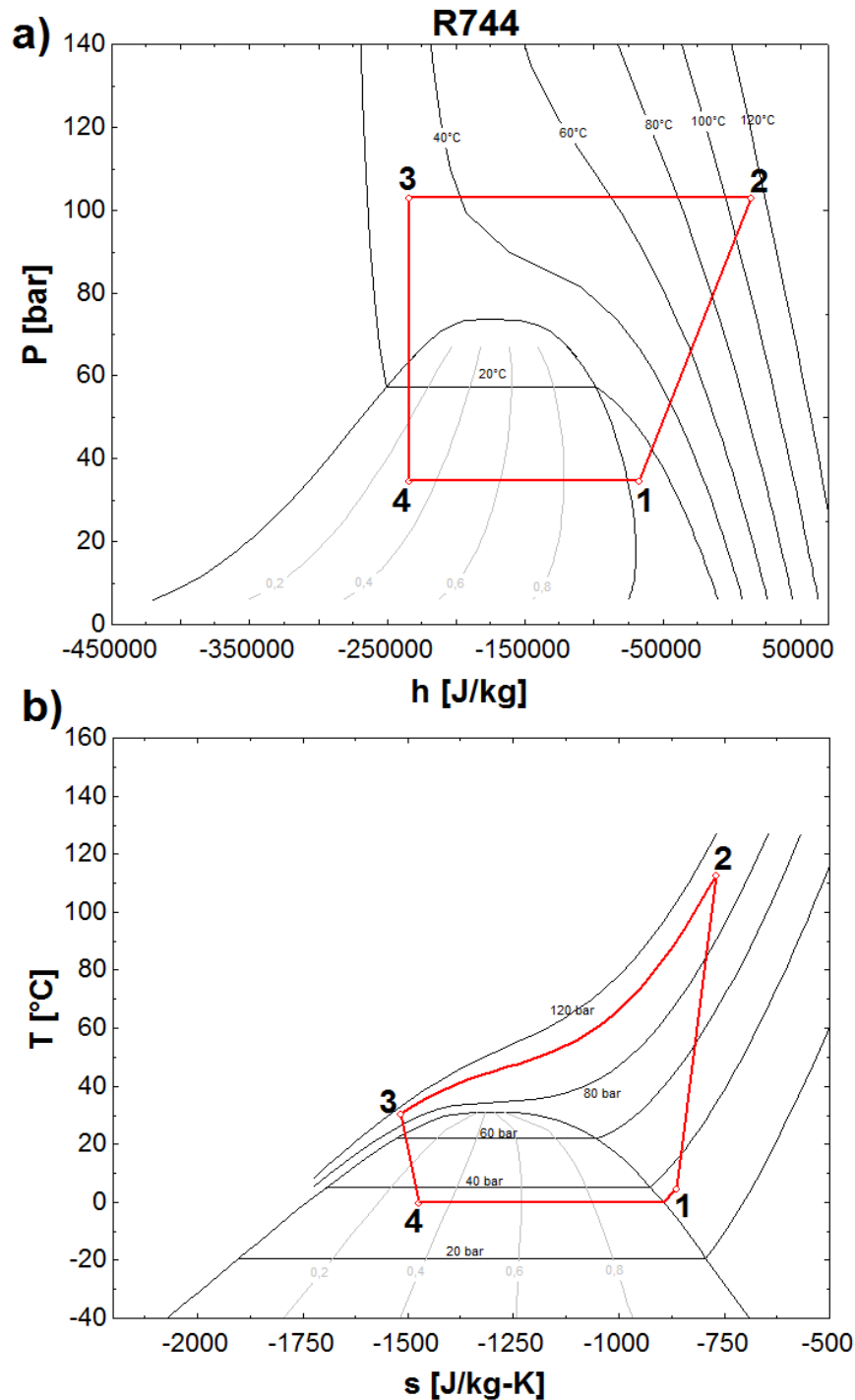


Figura 5: a) Diagrama P-h de uma bomba de calor CO<sub>2</sub> transcrítica; b) Diagrama T-s de uma bomba de calor CO<sub>2</sub> transcrítica.

Na Figura 5 são apresentados os diagramas Pressão-Entalpia (P-h) e Temperatura-Entropia (T-s), construídos através de um *software* adequado.

O cálculo do COP do sistema tem por base a relação entre a diferença de entalpias ( $h$ ) em diferentes pontos do sistema. É a relação entre a potência do *gascooler*, isto é, o calor por unidade de tempo trocado entre o fluido operante e o fluido a aquecer (2-3) e o trabalho por unidade de tempo realizado pelo compressor ao comprimir o CO<sub>2</sub> (1-2) (ver Figura 5).

$$\dot{Q}_{gascooler} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_3) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{gascooler}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

- **Compressor**

Os compressores para CO<sub>2</sub> têm algumas particularidades, como revestimentos duros, e a pressão de contacto nos rolamentos deve ser reduzida. Se nos referirmos a compressores de 2 estágios, a pressão em cada estágio está ao nível de um equipamento que use como fluido operante um HFC, sendo que a carga nas partes de escorregamento pode ser diminuída ao nível de um compressor desse tipo. Os compressores de 2 estágios com mecanismo de rotação e *scroll* na primeira e segunda etapa, respetivamente, são os mecanismos de compressão mais adequados para uma bomba de calor de aquecimento de águas domésticas. Esta combinação de movimentos permite alta fiabilidade e alta performance (Sato et al., 2012).

O fluido operante é introduzido na câmara de compressão do primeiro estágio proveniente do acumulador e é comprimido até à pressão intermédia. É então introduzido o gás de injeção que é misturado com o fluido operante comprimido no primeiro estágio. Depois de ocorrer a mistura, é introduzido no segundo estágio de compressão e é comprimido, sendo depois descarregado por um tubo de descarga na parte superior do compressor.

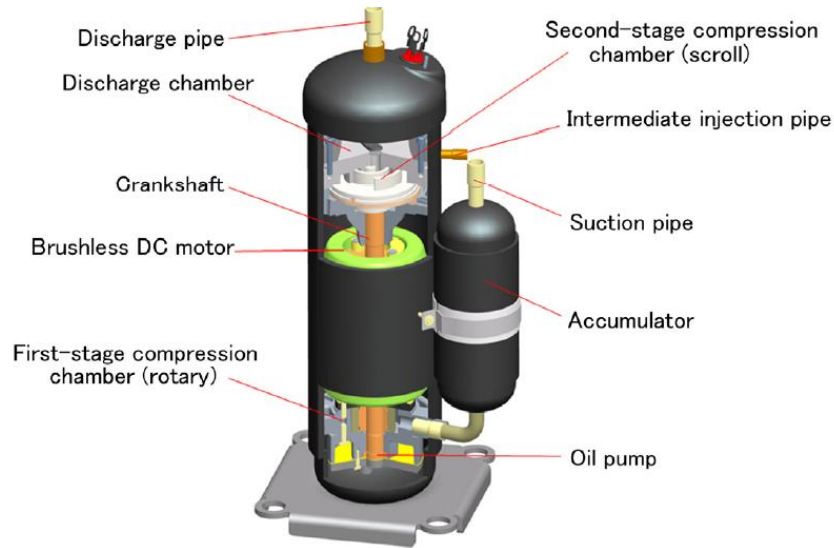


Figura 6: Compressor de 2 estágios (Sato et al., 2012).

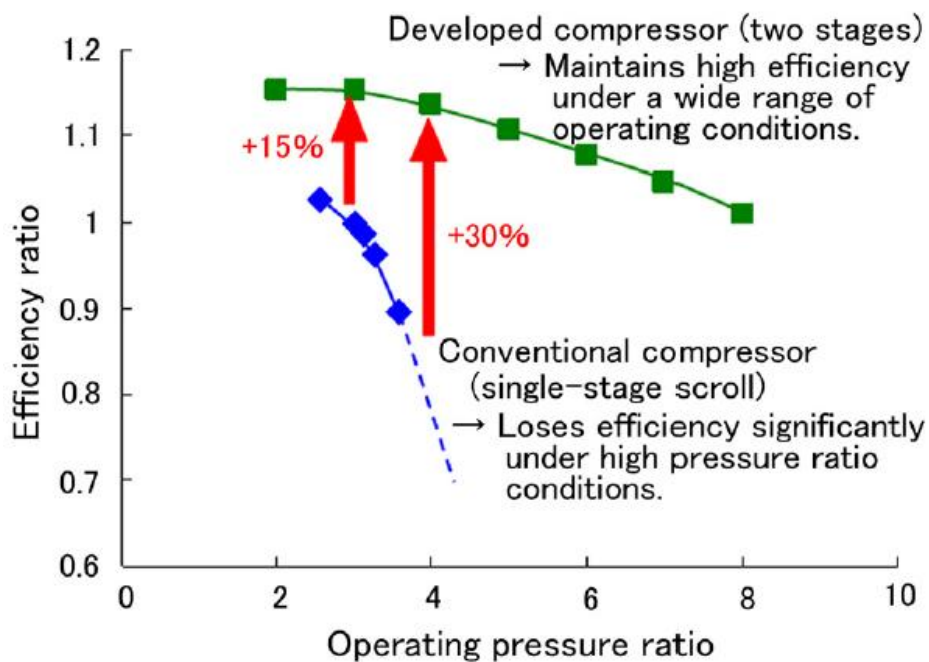


Figura 7: Diferenças de eficiência com a relação de pressões (Sato et al., 2012).

Na Figura 7, a relação de eficiências corresponde à relação entre a eficiência assumida e a eficiência de um compressor convencional com uma taxa de compressão de 3.

Para uma taxa de compressão de 3, há um aumento de 15% na eficiência de um compressor com um único estágio de compressão para um com dois estágios de compressão. Para uma relação de pressões superior a 4 há um aumento de 30%.

Os compressores de 2 estágios oferecem vantagens para aplicações que operam sob grandes diferenças de temperatura, como bombas de calor em regiões muito frias. As bombas de calor convencionais são prejudicadas na capacidade de aquecimento em ambientes com temperaturas baixas, conforme citado em (Sato et al., 2012).

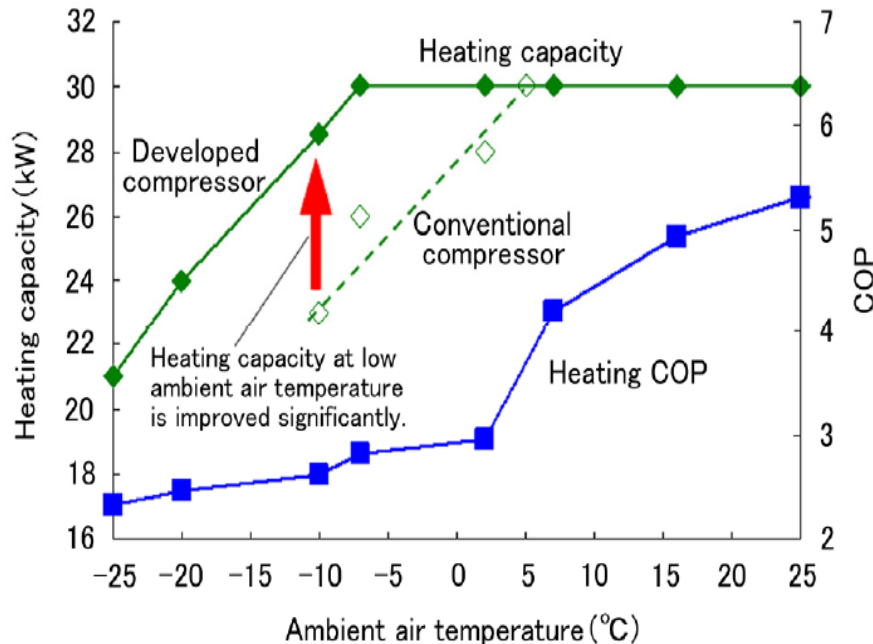


Figura 8: Variação da capacidade de aquecimento e do COP com a temperatura ambiente (Sato et al., 2012).

A capacidade volumétrica do  $\text{CO}_2$  é 5-10 vezes maior do que as alternativas comuns, e isto abre possibilidade para compressores mais compactos, mesmo com pressões elevadas (Neksa, 2002).

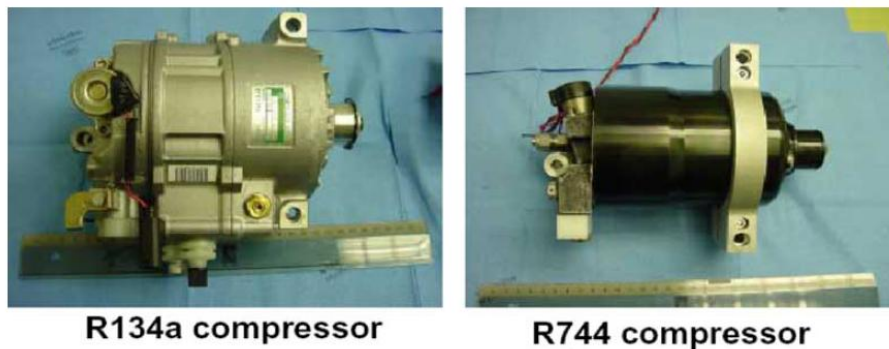


Figura 9: Compressor para R134a à esquerda e um modelo para  $\text{CO}_2$  à direita (M. Kim, Pettersen, & Bullard, 2004).

- **Variação do COP do sistema com a alteração das temperaturas médias**

Uma bomba de calor comum cede calor ao meio a aquecer através da condensação do fluido operante sintético no condensador. No caso a estudar, o  $\text{CO}_2$  mantém-se ao

estado supercrítico sem haver uma mudança de fase, daí o nome “condensador” deixar de fazer sentido. Para este tipo de sistemas, o equipamento onde se dá a transferência de calor do fluido operante para o meio a aquecer é chamado de *gascooler*.

No *gascooler* (ver Figura 10), as alterações das temperaturas médias  $T_m$  foram analisadas e estudas por (Stene, 2007).

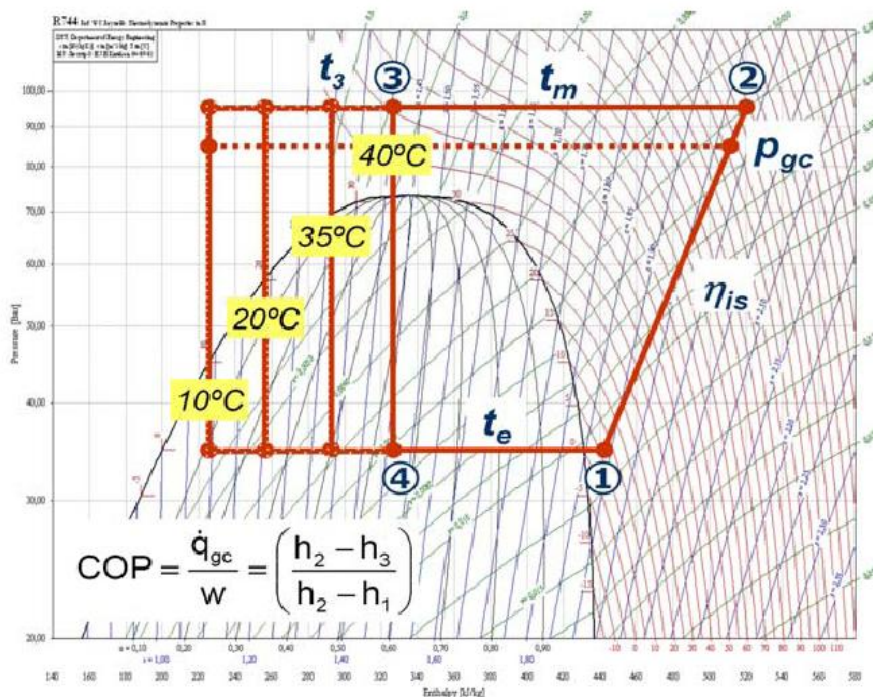


Figura 10: Diagrama P-h de um ciclo de uma bomba de calor CO<sub>2</sub> transcrítica (Stene, 2007).

No ponto 2 da Figura 10, o CO<sub>2</sub> está a 95 bar de pressão e a 110°C e é arrefecido até os 40°C. Devido à elevada temperatura de saída do CO<sub>2</sub> e a consequente pequena variação de entalpia no permutador de calor, o COP do equipamento para este caso é relativamente baixo (2,7). Se a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> for reduzida até 10°C, o aumento do COP pode ir até aos 55%.

Para um COP elevado, é essencial que o calor seja rejeitado ao longo de um amplo intervalo de temperatura, resultando numa grande variação de entalpia do CO<sub>2</sub> no permutador de calor e de uma temperatura baixa em  $T_3$ , antes da válvula de expansão (3-4).

É importante ter em conta que, quanto maior for a pressão no permutador de calor, maior também é o trabalho absorvido pelo compressor e, como consequência, advém uma diminuição do COP (Stene, 2007).



- **Variação da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do *gascooler* com a pressão de trabalho**

Para valores fixos da temperatura ambiente e da temperatura de saída de água, nota-se que, com o aumento da pressão de trabalho do CO<sub>2</sub> no *gascooler*, a sua temperatura de saída do permutador de calor diminuiu de forma acentuada até um certo valor de pressão, mas depois, essa diminuição ocorre de forma gradual. Com o aumento da taxa de compressão e para temperaturas fixas de entrada e de saída de água, o caudal de água aumenta quando a pressão do CO<sub>2</sub> se aproxima do valor ótimo, causando um declínio brusco da temperatura de saída do CO<sub>2</sub>. Após a pressão ótima, a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do permutador de calor cai gradualmente devido à restrição da temperatura de entrada de água e das características geométricas do próprio permutador, sendo que o permutador de calor a estudar era do tipo coaxial e de escoamento contracorrente (Wang, Tuo, Cao, & Xing, 2013).

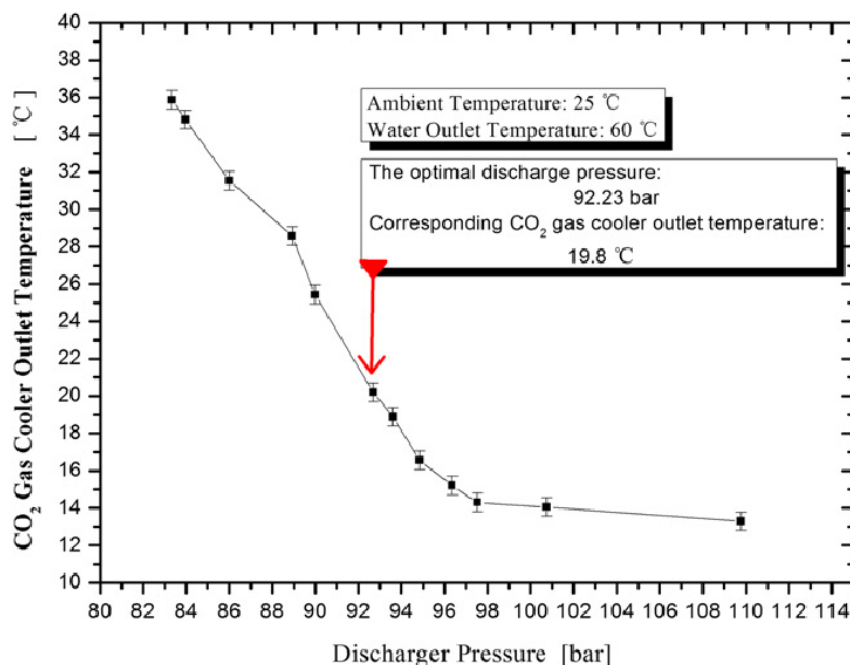


Figura 11: Variação da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do *gascooler* (coaxial e escoamento contracorrente) com a pressão de trabalho, a uma temperatura ambiente de 25°C e água a 60°C na saída (Wang, Tuo, Cao, & Xing, 2013).



- **Variação e efeito do sobreaquecimento no sistema**

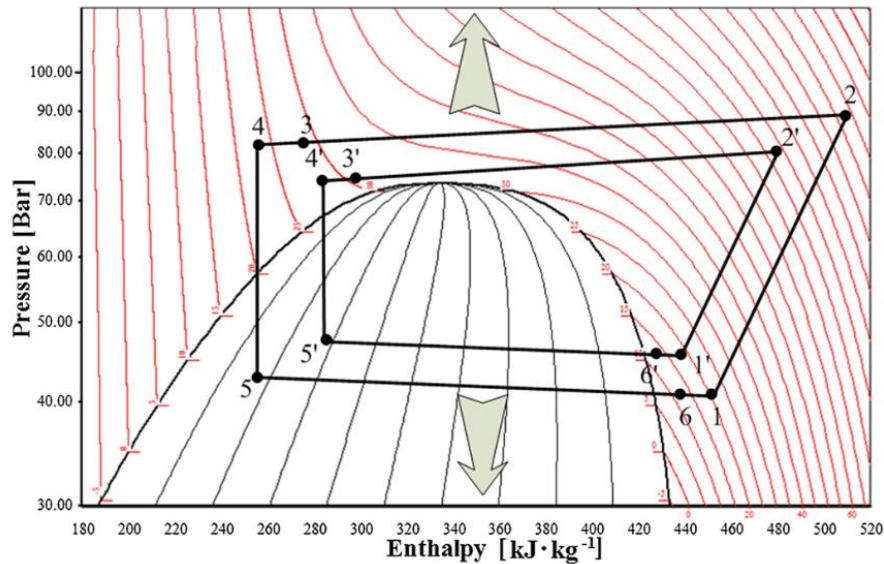


Figura 12: Variação da pressão no *gascooler* e no evaporador com a redução do canal de expansão (Wang et al., 2013).

O grau de sobreaquecimento é igual à diferença entre a temperatura do CO<sub>2</sub> à entrada do compressor e a temperatura de evaporação (à saída do evaporador). Com a diminuição da pressão de evaporação as temperaturas de sucção ou temperaturas do CO<sub>2</sub> à entrada do compressor diminuem. No processo de procura pela pressão ótima, o sobreaquecimento aumenta com a diminuição da pressão de evaporação, sendo no entanto uma variação pequena, como se pode visualizar através da Figura 12 (6' e 6).

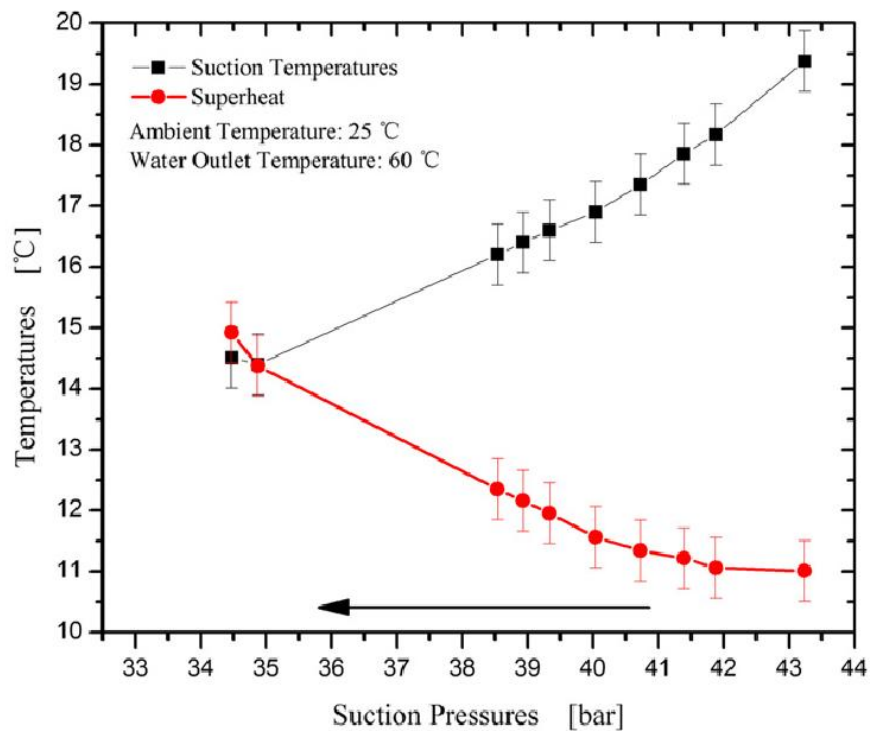


Figura 13: Variação da temperatura de sucção e do sobreaquecimento com a diminuição da pressão de sucção (Wang et al., 2013).

Na investigação, o consumo de energia aumentou com o aumento do sobreaquecimento para diferentes temperaturas de evaporação. No entanto, a variação foi pequena sendo que o consumo de energia subiu menos de 4% quando o sobreaquecimento subiu cerca de 5°C (conforme citado em Wang et al., 2013).

Segundo Zhang et al., para 15°C de sobreaquecimento, o desvio da pressão ótima foi de apenas 0,397% (conforme citado em Wang et al., 2013).

- **Variação do COP do sistema com a temperatura de saída de água**

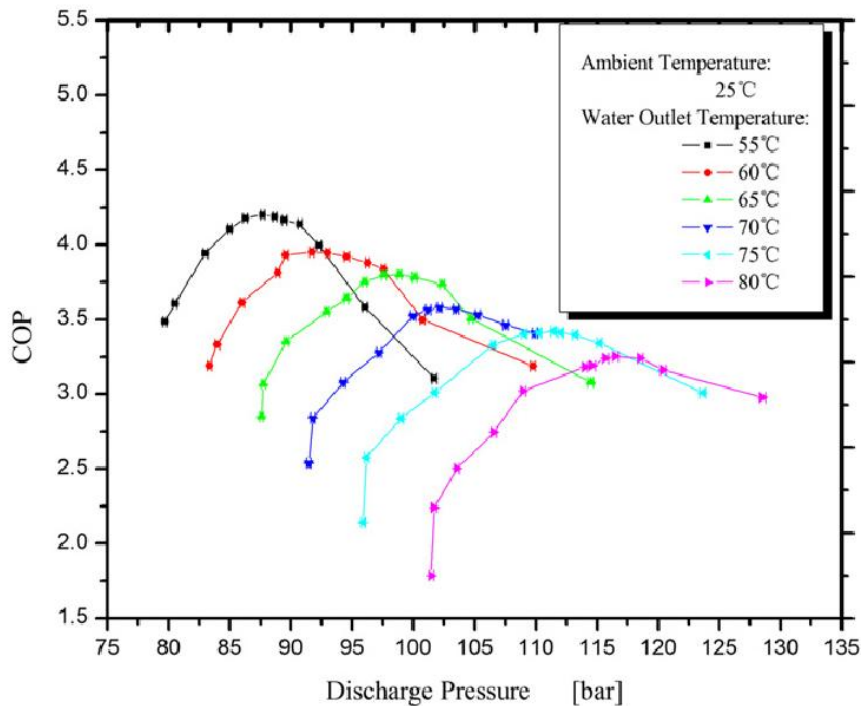


Figura 14: Curva típica do COP de uma bomba de calor CO<sub>2</sub> transcrítica, para diferentes temperaturas de saída de água a uma  $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$  (Wang et al., 2013).

O COP aumenta inicialmente com o aumento da pressão até chegar a um máximo, decaindo de seguida, estando isto relacionado com a inclinação das curvas isotérmicas.

Quanto maior é a necessidade de temperaturas elevadas de água à saída do *gascooler*, menor é a performance do sistema, como se pode visualizar no gráfico da Figura 14.

O ponto máximo do COP pode ser encontrado para uma pressão ótima e essa pressão depende de vários fatores. A curva em torno do COP máximo pode ser bastante plana, dependendo de fatores como as condições de contorno, a curva da eficiência isentrópica, a forma do compressor e a presença/comprimento do permutador de calor interno (IHX), conforme citado por (Neksa, 2002).

- **Variação dos parâmetros do sistema com a temperatura ambiente**

Para uma temperatura fixa de entrada de água e para uma qualquer temperatura de saída, o aumento da temperatura ambiente leva ao aumento da pressão ótima (Figura 15) e da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do *gascooler* (Figura 16).

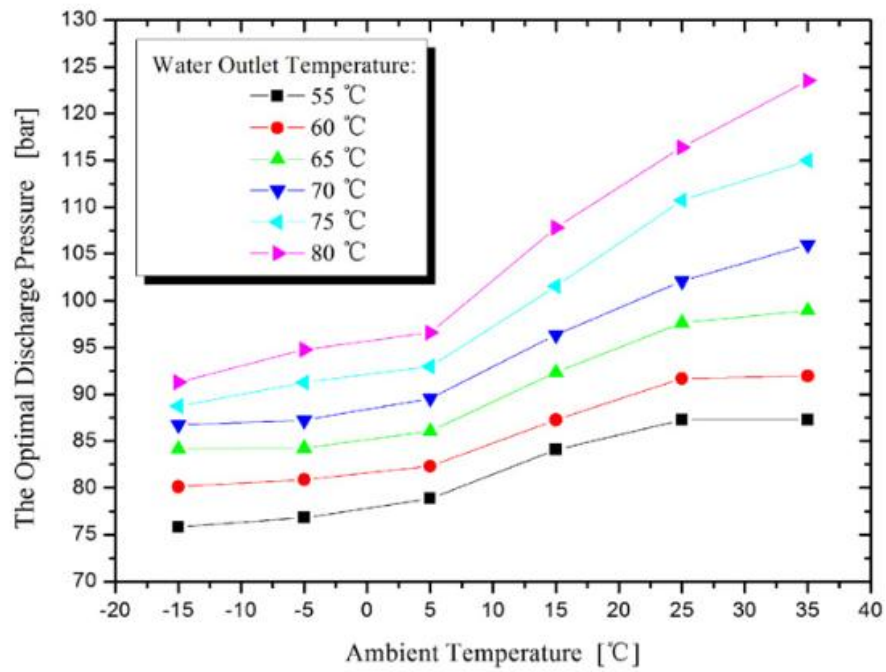


Figura 15: Variação da pressão ótima de trabalho no *gascooler* com a  $T_{amb}$  a diferentes  $T_{água,out}$  (Wang et al., 2013).

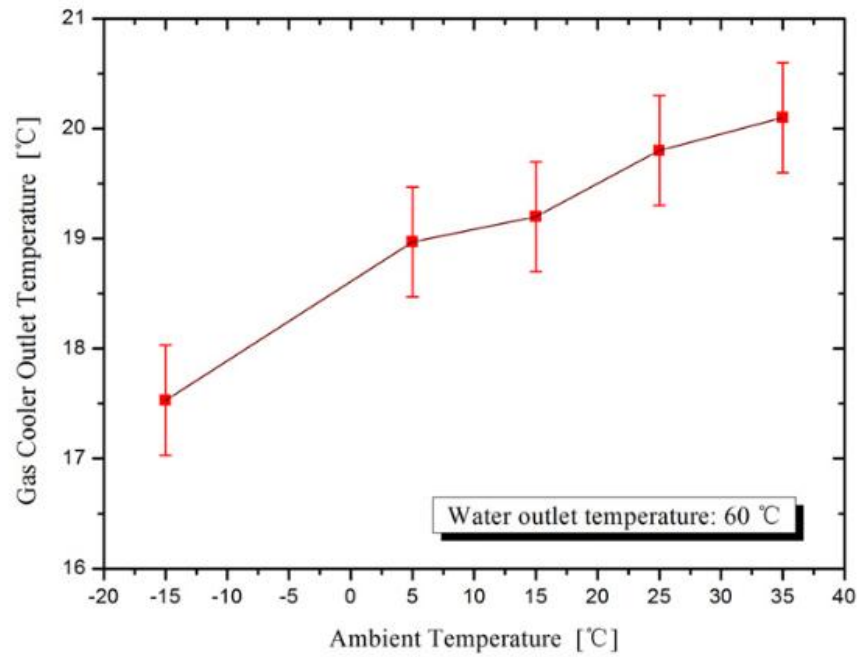


Figura 16: Variação da temperatura de saída do  $\text{CO}_2$  do *gascooler* com a  $T_{evap}$  num estado ótimo e com a  $T_{água,out} = 60^\circ\text{C}$  (Wang et al., 2013).

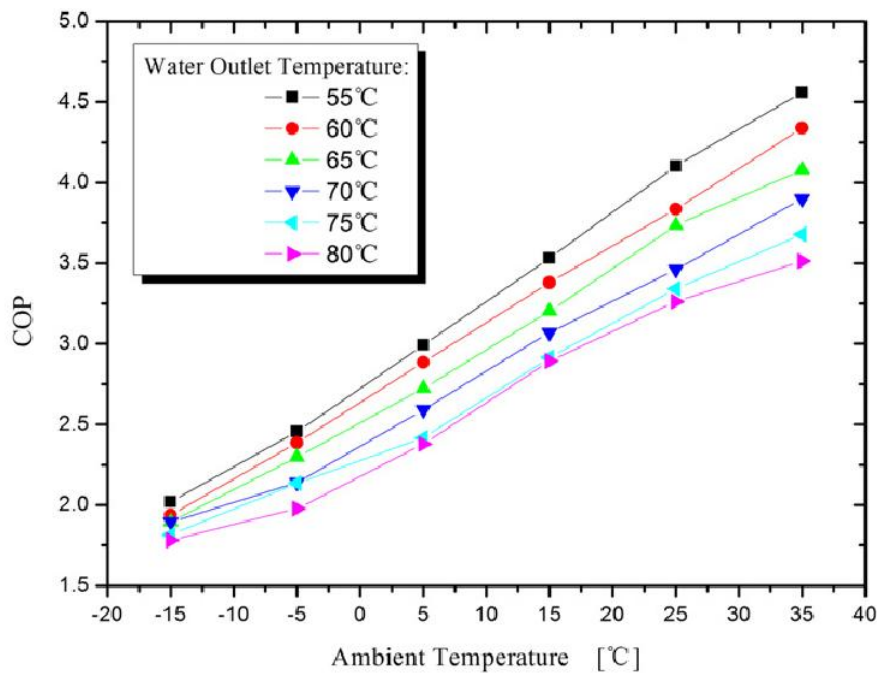


Figura 17: Variação do COP máximo com a  $T_{amb}$  a diferentes  $T_{água,out}$  (Wang et al., 2013).

O aumento da temperatura ambiente tem um efeito positivo no COP máximo da instalação. Isso acontece porque a temperatura de evaporação acompanha o aumento da temperatura ambiente e portanto, as suas diferenças de temperaturas mantêm-se praticamente constantes. O aumento da temperatura de evaporação significa o aumento da pressão de evaporação e assim, o rácio de pressões, entre a pressão no *gascooler* e a pressão no evaporador vai diminuir, sendo que o trabalho no compressor é menor, o que implica um aumento no COP da instalação (Wang et al., 2013).

- **Variação do COP do sistema com a temperatura de evaporação**

Um dos componentes presentes na bomba de calor é o evaporador. Através da alteração das temperaturas de evaporação Neska et al. (2002) descreveram alguns resultados experimentais.

- A água é aquecida de 10°C até 60°C (condições típicas norueguesas).
- O COP é definido como a razão entre o calor produzido e a potência de entrada do motor do compressor.
- Foi medida a potência no veio em vez da potência de entrada do motor do compressor.
- Foi assumida uma eficiência de 90% para a potência de entrada do motor.
- A eficiência isentrópica e volumétrica do compressor protótipo são 0,84 e 0,86 respetivamente, com taxa de compressão de 2,6.
- $P_{gascooler} = 90 \text{ bar}$

- $P_{evap} = 35 \text{ bar}$

A relação de pressões correspondente para os fluidos sintéticos comuns é por volta de 4. A bomba de calor de  $\text{CO}_2$  pode fornecer água a  $90^\circ\text{C}$  sem problemas operacionais, apenas com uma pequena perda na performance.

Neska et al. (2002) através dos seus estudos concluíram que a temperatura de evaporação tem uma influência notória na performance do sistema. Para a mesma temperatura de entrada de água, fixada nos  $10^\circ\text{C}$ , à medida que se aumenta a  $T_{evap}$  é possível visualizar um aumento linear no COP do sistema (ver gráfico da Figura 18) (Neksa, 2002).

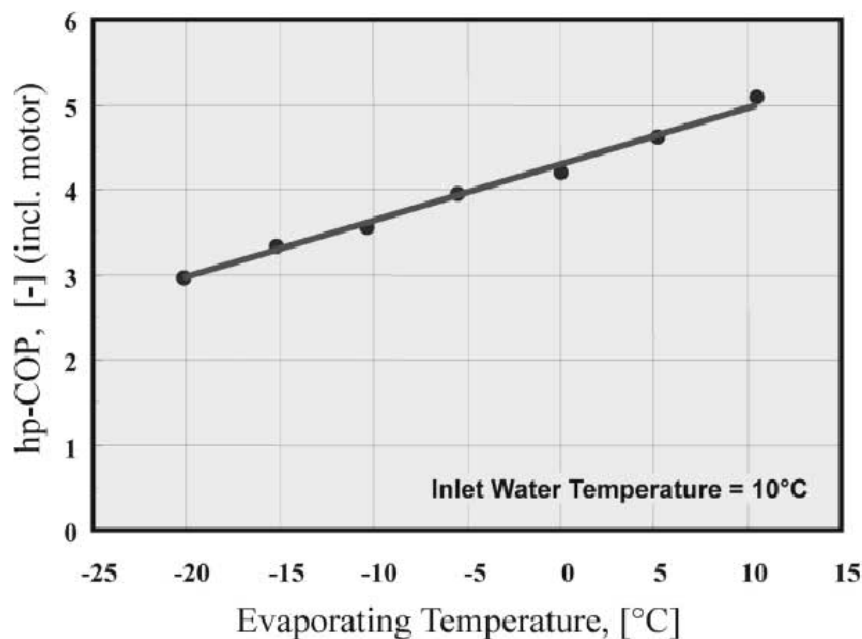


Figura 18: Variação do COP com a temperatura de evaporação numa bomba de calor  $\text{CO}_2$  transcítica quando se produz água a  $60^\circ\text{C}$  (Neksa, 2002).

Os fatores que afetam as pressões ótimas não incluem só temperaturas ambiente e temperaturas de saída de água, mas também características dos componentes adotados no ciclo. Significa isto que não existe uma correlação generalizada que possa prever com precisão a pressão de trabalho no *gascooler* ótima para uma bomba de calor  $\text{CO}_2$  em geral. Assim, a correlação apresentada na literatura para determinar a pressão ideal em função da temperatura de saída do  $\text{CO}_2$  do *gascooler* não é adequadamente aplicada no sistema. No entanto, é possível obter uma correlação empírica para o desempenho ideal em função da temperatura ambiente e da temperatura de saída da água, em função de dados experimentais (Wang et al., 2013).

- **Permutador de calor interno (IHX)**

O permutador de calor interno permite a troca de calor entre o fluido operante à saída do *gascooler* e o fluido operante à saída do evaporador, e é usado para aumentar a performance do sistema. Situa-se entre o ponto 3-4 e 6-1 da Figura 19.

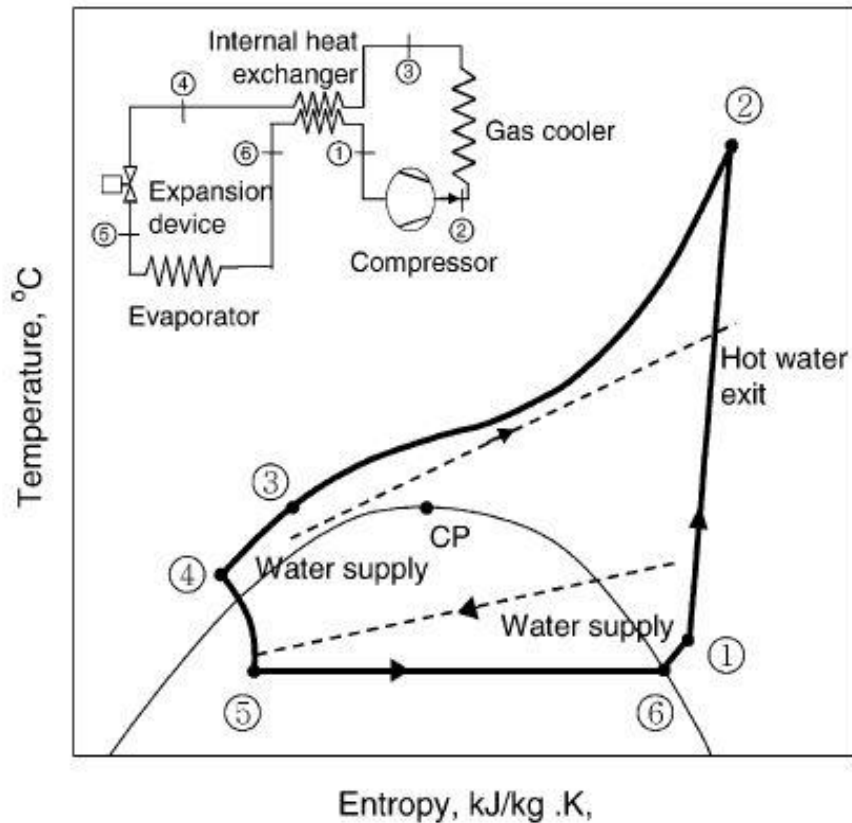


Figura 19: Diagrama T-s de uma bomba de calor transcrítica de CO<sub>2</sub> para aquecimento de águas com permutador de calor interno (S. G. Kim, Kim, Lee, & Kim, 2005).

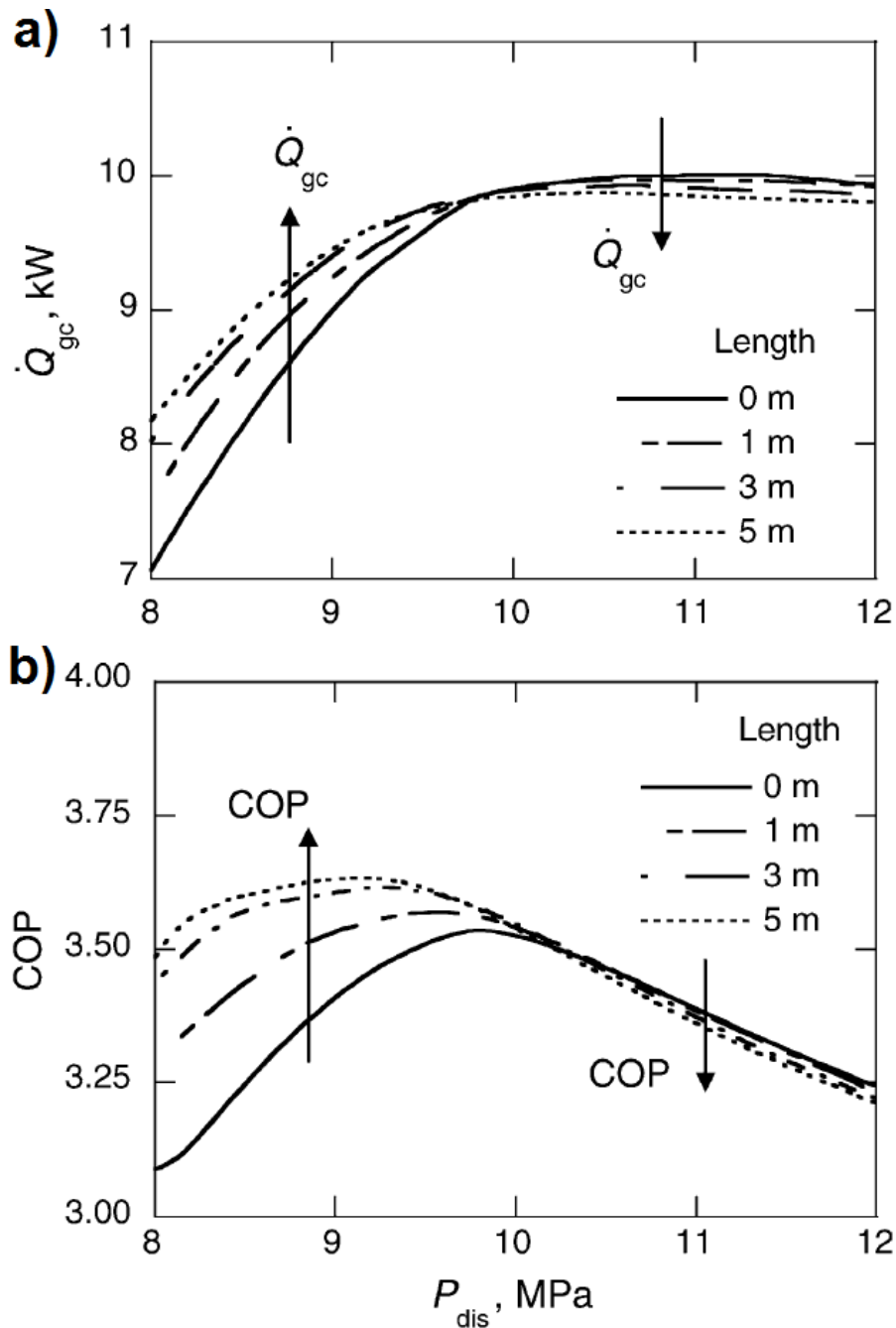


Figura 20: Variação da potência de aquecimento com a pressão de descarga e comprimento do permutador de calor interno; b) Variação do COP com a pressão de descarga e comprimento do permutador de calor interno (S. G. Kim et al., 2005).

As pressões ideais de trabalho no *gascooler*, que dão a capacidade de aquecimento e COP máximos, diminuem com um aumento do comprimento do permutador de calor interno. O COP de um ciclo de  $\text{CO}_2$  transcrito é melhorado com um permutador de calor interno até uma certa pressão de trabalho. Como é possível ver através da Figura 20, para determinadas pressões de trabalho, a presença de um IHX pode prejudicar o COP da instalação, sendo que só acontece para pressões de trabalho elevadas (S. G. Kim, Kim, Lee, & Kim, 2005).



## 3. Modelação dos processos de transferência de calor

### 3.1 Sumário

Neste capítulo são realizados os cálculos necessários, de maneira a quantificar todas as transferências de calor que ocorrem nos permutadores de calor. O objetivo é flexibilizar a análise do comportamento da bomba de calor quando sujeita a condições diferentes de pressão, temperatura, caudais mássicos dos fluidos que trocam calor, bem como parâmetros dimensionais das condutas onde o calor é trocado. Desta maneira, e com o modelo pronto para a simulação, evita-se a realização de procedimentos experimentais, o que garante uma maior facilidade na descoberta das condições e parâmetros que melhoram e otimizam a performance e o funcionamento do sistema. Com a correta modelação dos permutadores de calor irá ser possível efetuar simulações com um *software* adequado, permitindo posteriormente traçar gráficos de otimização que serão a base de sustentação e argumentação desta dissertação.

### 3.2 Princípios do modelo

A modelação dos permutadores de calor será feita em regime permanente, sendo que a potência térmica cedida pelo fluido operante à água será mantida constante à medida que a água aquece. Parte-se, então, do princípio da existência de uma bomba de água de caudal variável que garante o aumento da circulação da água do depósito de acumulação de água quente até ao permutador de calor.

À medida que a temperatura da água vai aumentando, o caudal mássico da mesma terá de variar para manter constante o valor da potência térmica trocada entre os fluidos.

Para um regime transitório a temperatura do fluido operante em 3 estaria sempre a variar à medida que a água ia aquecendo no depósito de acumulação de água, o que iria afetar a temperatura em 1, como pode ser visualizado na Figura 21 b).

As trocas de calor para o ambiente serão desprezadas, exceto no evaporador.

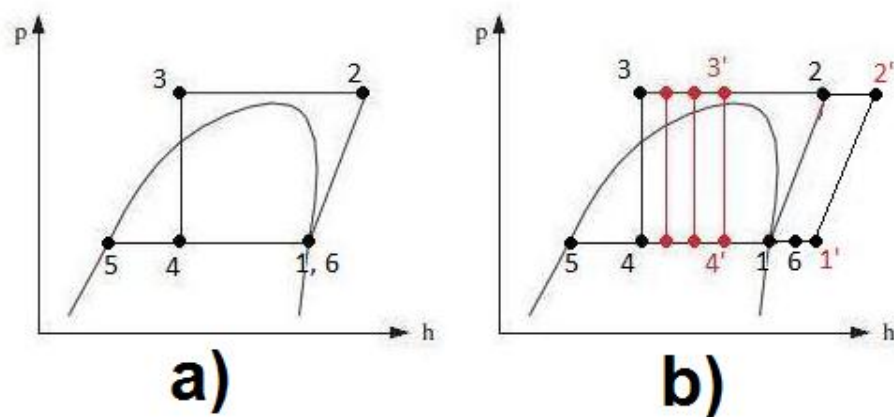


Figura 21: Diagrama P-h do ciclo de uma bomba de calor transcritical; a) regime permanente; b) regime transitório.

Em todos os permutadores modelados ocorrem transferências de calor por dois processos principais:

- Condução
- Convecção

Serão três os permutadores de calor modelados (ver Figura 19):

- *Gascooler*
- Evaporador
- IHX

Existem quatro componentes fundamentais que serão incluídos no ciclo de funcionamento:

**Compressor:** Garante a pressurização do fluido operante do ponto 1 para o ponto 2 da Figura 21 a) e Figura 22. A sua eficiência isentrópica é calculada com base na equação (4) proposta por Aprea et al., (conforme citado em Zhang, Fan, Wang & Shen, 2010):

$$\eta_{is} = 1,131 - 0,190 \, rel \quad (4)$$

onde *rel* é a relação entre a pressão do fluido operante no *gascooler* e a pressão no evaporador.

**Válvula de expansão:** Válvula de expansão isentálpica que garante o abaixamento de pressão e, consequentemente, da temperatura do fluido operante antes da entrada no evaporador, regulando portanto a temperatura de evaporação (temperatura mais baixa no sistema). O processo é realizado do ponto 3 para o ponto 4 da Figura 21 a) e Figura 22.

**Vaso separador:** Após passagem pela válvula de expansão, o fluido operante encontra-se em estado bifásico e o vaso separador permite separar as fases, encaminhando apenas o líquido saturado para o evaporador. O processo é realizado do ponto 4 para o ponto 5 da Figura 21 a) e Figura 22.

**Acumulador:** Protege o compressor da entrada de fluido operante líquido. Parte do mesmo princípio do vaso separador e é colocado após o evaporador.

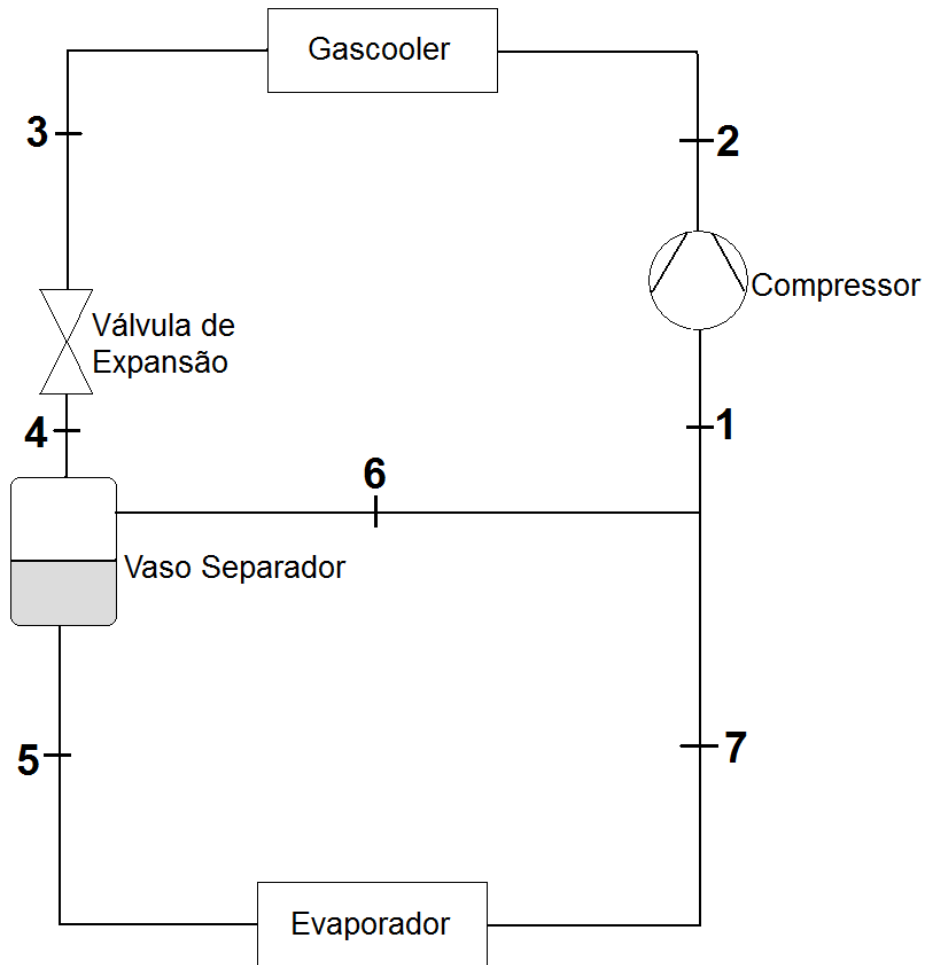


Figura 22: Esquema da instalação modelada sem IHX.

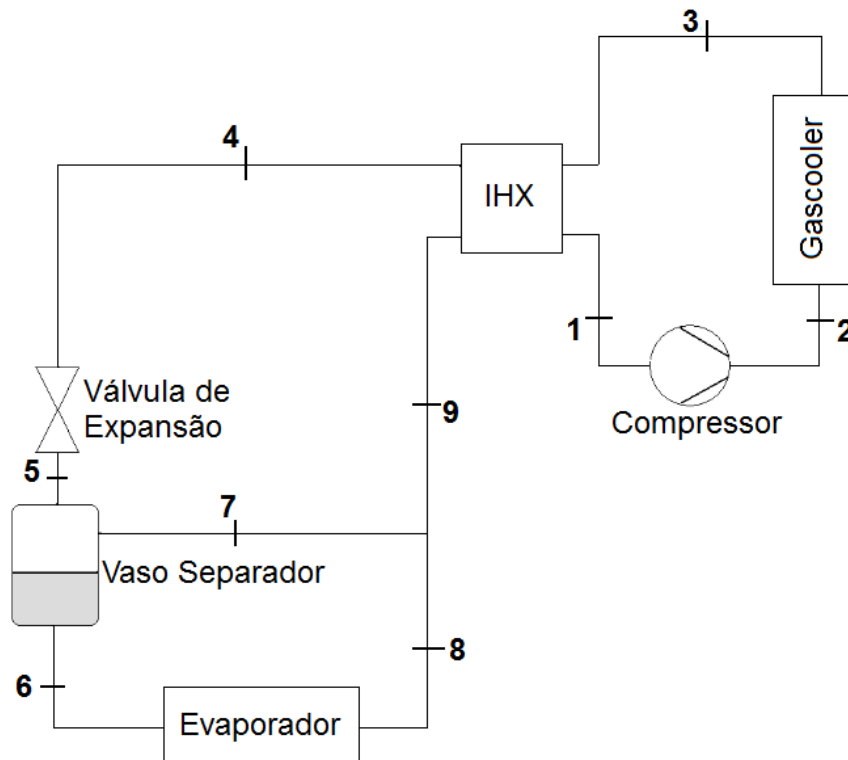


Figura 23: Esquema da instalação modelada com IHX.

### 3.2.1 Gascooler

É modelado como um permutador de calor coaxial, de perfil circular em que o fluido operante, por atingir pressões muito altas, circulará pelo tubo interior. Também assim se minimizam as trocas de calor entre este permutador de calor e o ambiente exterior. De modo a efetuar as trocas de calor necessárias, os tubos encontram-se na forma de espiral de modo a otimizar o espaço ocupado pelo *gascooler*.

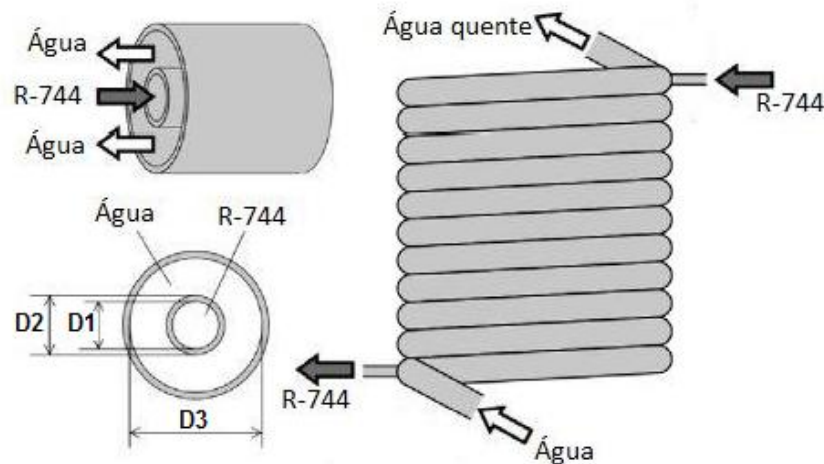


Figura 24: Ilustração esquemática do *gascooler*, adaptado de (Yamaguchi, Kato, Saito, & Kawai, 2011).

Os cálculos terão em conta um escoamento em contracorrente. Comparando com um permutador de calor de correntes paralelas, esta configuração proporciona a transferência de calor entre as regiões mais quentes dos dois fluidos numa extremidade, bem como entre as regiões mais frias na outra. Desta maneira, a temperatura de saída da água pode exceder a temperatura de saída do CO<sub>2</sub>. Considera-se que o tubo exterior do *gascooler* se encontra revestido por uma material isolante e, portanto, que o *gascooler* se encontra perfeitamente isolado, desprezando-se as perdas de calor para o exterior. Na modelação do *gascooler* são utilizados tubos de cobre, lisos.

### 3.2.2 Evaporador

O evaporador tem a finalidade de promover a evaporação do fluido operante. O CO<sub>2</sub> apresenta um escoamento confinado, ao contrário do fluido com que troca calor, que neste caso é o ar à pressão atmosférica. É um permutador de calor de correntes cruzadas, em que o ar passa em torno do exterior do tubo onde circula o fluido operante. O evaporador consistirá em apenas um único tubo alhetado e a sua disposição será conforme evidenciado na Figura 26 b), onde o ar circula no sentido perpendicular à folha. O tipo de alhetas adotado será aproximado a alhetas circulares de perfil retangular, espaçadas igualmente entre si. Este tipo de alhetas permite um fácil escoamento do ar. O material utilizado na modelação tanto no tubo como nas alhetas, será aço inoxidável AISI 302.

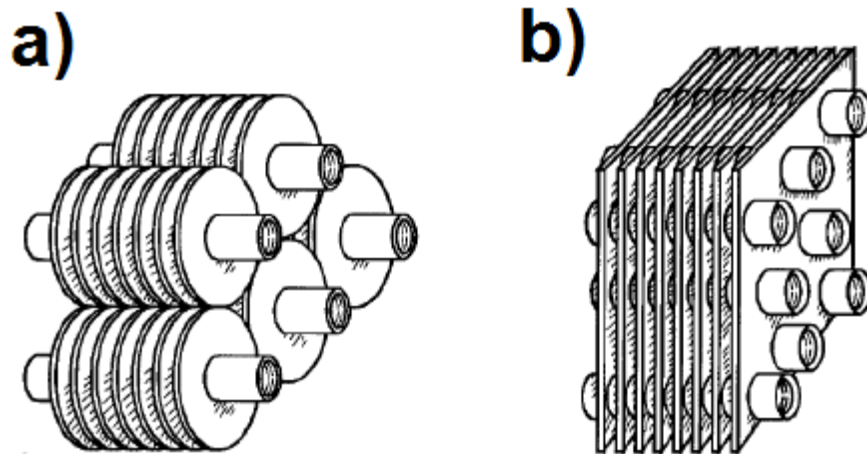


Figura 25: a) Tubos de alhetas circulares de perfil retangular (aproximação realizada na modelação); b) Tubos de alhetas retangulares com perfil retangular (Silva, 2012).

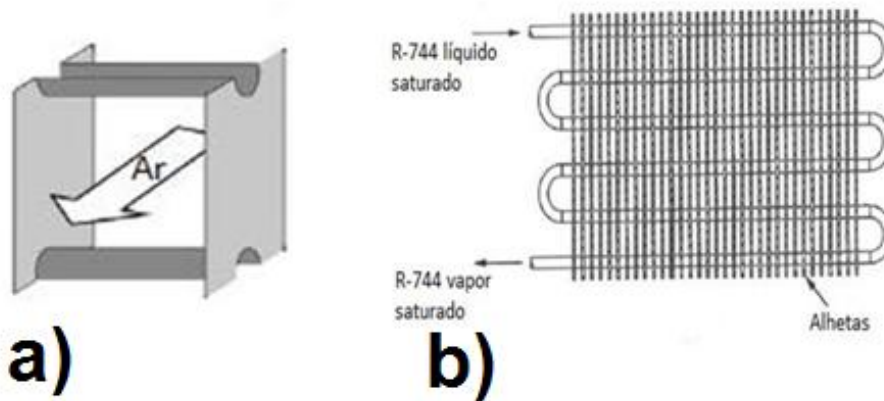


Figura 26: Ilustração esquemática do evaporador; a) segmento entre alhetas, adaptado de (Yamaguchi et al., 2011); b) vista de cima, com o ar a escoar na direção perpendicular ao plano do desenho (M. Kim et al., 2004).

### 3.2.3 IHX

O IHX, não sendo imprescindível, ajuda a aumentar a performance do sistema e como tal será modelado para efeitos de comparação/otimização. Tal como o *gascooler*, o IHX será um permutador de calor coaxial, de perfil circular, com um escoamento em contracorrente. A troca de calor é efetuada entre o fluido operante após saída do evaporador e o fluido operante após a saída do *gascooler*, estando portanto em estados diferentes. Por circular a pressões e temperaturas mais elevadas, o CO<sub>2</sub> que sai do *gascooler* circulará pelo tubo interior, assim se conseguindo menores perdas de calor para o ar ambiente exterior. Considera-se que o tubo exterior do IHX se encontra revestido por uma material isolante e que, portanto, o IHX se encontra perfeitamente isolado, não havendo perdas de calor para o exterior. Na modelação do IHX considera-se que os tubos são de cobre, lisos.

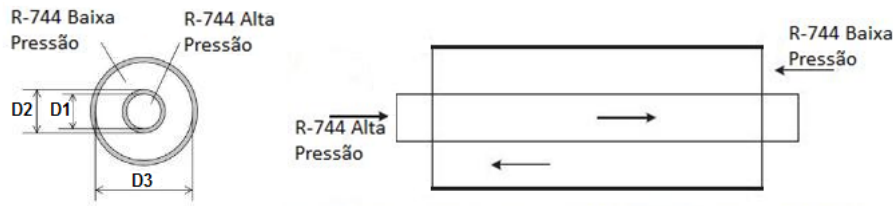


Figura 27: Ilustração esquemática do IHX, escoamento coaxial em contracorrente.

### 3.3 Parâmetros do modelo

Na modelação dos permutadores de calor há uma série de parâmetros que serão variados e outros que serão fixados, de maneira a poderem ser traçados gráficos de otimização. Após a simulação haverá parâmetros que serão devolvidos como informação obtida.

#### 3.3.1 Gascooler

Entre os parâmetros variáveis da simulação temos:

- Caudal mássico de CO<sub>2</sub> proveniente do compressor
- Pressão de entrada do CO<sub>2</sub>

Apesar de serem variáveis, estão limitados, uma vez que não é do interesse modelar o *gascooler* com condições que proporcionem comprimentos de tubo exagerados e trocas de calor irreais. Para o fluido operante se situar na região supercrítica, a sua pressão e temperatura têm de estar acima dos limites definidos, 73,8bar e 30,98°C, respetivamente. De modo a garantir alguma margem de segurança e gama razoável de operação, a pressão de trabalho de fluido operante estará dentro dos valores seguintes:

- $85\text{bar} \leq P \leq 120\text{bar}$

O valor da temperatura de água a entrar no *gascooler* no momento inicial é fixado em 15°C. O objetivo será aquecer água até valores acima dos 65°C; no entanto, devido às correlações utilizadas na modelação possuírem algumas incertezas, o estudo no *gascooler* será realizado também para aquecimento de água até aos 75°C a fim de poder realizar algumas comparações.

Consoante a pressão de trabalho no *gascooler*, haverá diferentes entalpias ( $h_2$ ) de CO<sub>2</sub> à entrada do mesmo e consequentemente diferentes temperaturas. Portanto, esta é uma variável imposta pelo sistema, estando dependente da pressão de trabalho no *gascooler*, da eficiência isentrópica do compressor e da pressão e temperatura à saída do evaporador ou do IHX, caso este último esteja presente no sistema. O valor de entalpia à saída do compressor é então dado pela equação (5).

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_{1,6}) + (\eta_{is} h_{1,6})}{\eta_{is}} \quad (5)$$

O modelo, ao atingir a temperatura da água pretendida, deve devolver os seguintes parâmetros:

- Temperatura de saída do CO<sub>2</sub> no *gascooler*
- Potência térmica trocada entre os fluidos circulantes
- Caudal mássico de água necessário para iniciar o ciclo

Embora o caudal de água varie com o funcionamento do sistema, será uma variação imposta pelo próprio sistema e não para motivos de comparação e otimização. O valor calculado corresponde ao valor de caudal mássico mínimo, ou seja, o valor com que se deve programar a bomba de água de maneira a iniciar o ciclo (quando a temperatura da água é a inicial, 15°C). Esse valor vai aumentando à medida que a água no depósito vai aquecendo de modo a fixar o valor da potência trocada no *gascooler*.

As características dimensionais do *gascooler* são as seguintes (ver Figura 24):

- $D_1 = 8 \text{ mm}$
- $D_2 = 10 \text{ mm}$
- $D_3 = 14 \text{ mm}$
- $L = 15 \text{ m}$

### 3.3.2 Evaporador

Entre os parâmetros variáveis da simulação temos:

- Pressão de entrada do CO<sub>2</sub> e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação do CO<sub>2</sub>
- Temperatura do meio ambiente

Apesar do caudal mássico do fluido operante em estado de líquido saturado ser uma variável, é uma variável regulada pelo *gascooler* e pela válvula de expansão, uma vez que está dependente do estado do fluido operante à saída do *gascooler* e pela pressão de saturação a que se encontra após passagem pela válvula. Quanto maior for o título  $x$  do fluido operante, menor é a quantidade de líquido saturado a evaporar.

$$\dot{m}_{CO_2, \text{evaporador}} = \dot{m}_{CO_2} (1 - x) \quad (6)$$

A pressão de entrada no evaporador está limitada, na medida em que para haver transferências de calor o ar ambiente exterior tem de estar a uma temperatura superior à do CO<sub>2</sub>. O CO<sub>2</sub> após passar pela válvula de expansão passa para um estado saturado, dependendo a temperatura a que se encontra da pressão. Pressões mais baixas significam temperaturas de saturação mais baixas.



O escoamento de ar através dos tubos alhetados onde circula o CO<sub>2</sub> tem como parâmetro fixo:

- $V_{ar} = 6 \text{ m/s}$
- $0^\circ\text{C} \leq T_{ar} \leq 10^\circ\text{C}$

As características dimensionais do evaporador são as seguintes (ver Figura 24):

- $D_1 = 8 \text{ mm}$
- $D_2 = 9 \text{ mm}$
- $D_{albeta} = 3D_2$
- $e_{albeta} = 0,3 \text{ mm}$

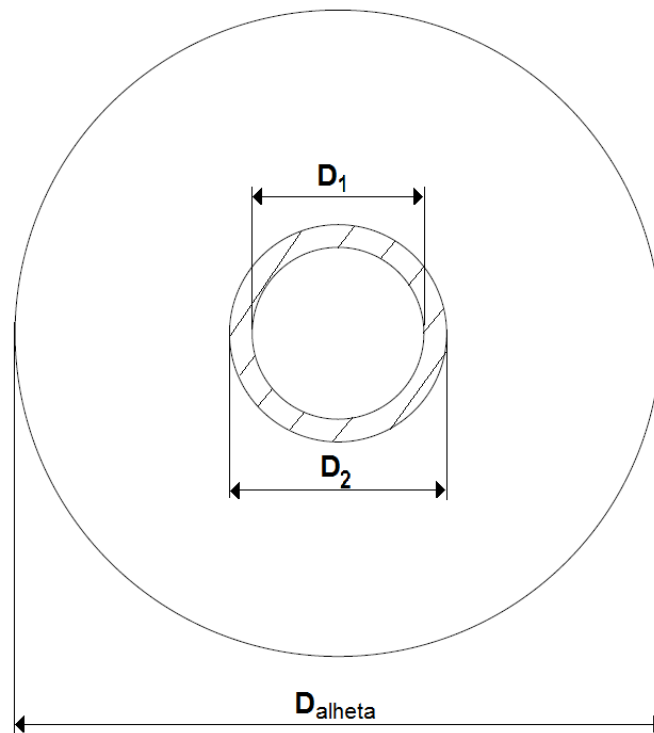


Figura 28: Corte Transversal do tubo do evaporador.

O modelo ao atingir o título de  $x = 1$  (fim do processo de evaporação), deve devolver o seguinte parâmetro:

- Comprimento do tubo do evaporador

Para diferentes pressões de trabalho no *gascooler*, o parâmetro devolvido no evaporador irá variar. Posteriormente, este valor será fixado no valor mais alto obtido, sendo que o modelo passará a devolver o seguinte parâmetro:

- Temperatura de CO<sub>2</sub> sobreaquecido à saída do evaporador

Antes do fluido operante entrar novamente no compressor, ocorre uma mistura de dois caudais (ver Figura 22). O caudal de fluido operante que vem do evaporador (ponto 7 da Figura 29) e o caudal de fluido operante no estado de vapor saturado vindo do vaso separador (ponto 6 da Figura 29). Desta feita, a temperatura do CO<sub>2</sub> sobreaquecido sofrerá um abaixamento que será contabilizado na modelação do evaporador (ponto 1 da Figura 29).

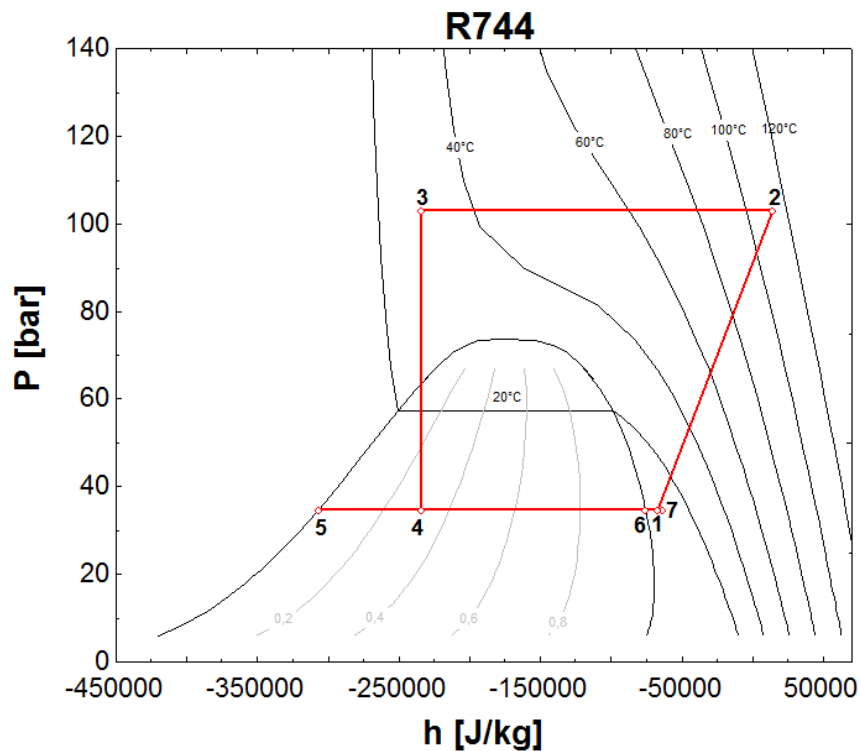


Figura 29: Diagrama P-h de uma bomba de calor transcritical de CO<sub>2</sub>.

### 3.3.3 IHX

No IHX serão atribuídos vários comprimentos de tubo dentro da gama:

- $1m \leq L \leq 4m$

com o objetivo de estudar a sua influência no COP da instalação. No IHX as temperaturas do CO<sub>2</sub> são os únicos parâmetros a ser descobertos. Partindo da equação de conservação de massa de CO<sub>2</sub>, o caudal mássico  $\dot{m}_{CO_2}$  é igual para os dois escoamentos.

O modelo deve devolver os seguintes parâmetros no IHX:

- Temperatura de saída do CO<sub>2</sub> de alta pressão
- Temperatura de saída do CO<sub>2</sub> de baixa pressão

As características dimensionais do IHX são as seguintes (ver Figura 27):

- $D_1 = 8 \text{ mm}$
- $D_2 = 10 \text{ mm}$
- $D_3 = 12,8 \text{ mm}$

### 3.4 Modelação do *gascooler*

No estado supercrítico o CO<sub>2</sub> sofre grandes alterações nas suas propriedades físicas com a variação da temperatura. A divisão do tubo em pequenos segmentos de igual comprimento, proporcionará uma análise mais sensível e diminuirá os erros associados. Os estudos efetuados indicam que, com um número de segmentos entre 20 a 30 se encontra uma solução fiável e com um tempo de cálculo otimizado da simulação (Yu, Lin, & Wang, 2014). O estudo de convergência será efetuado no Capítulo 4.

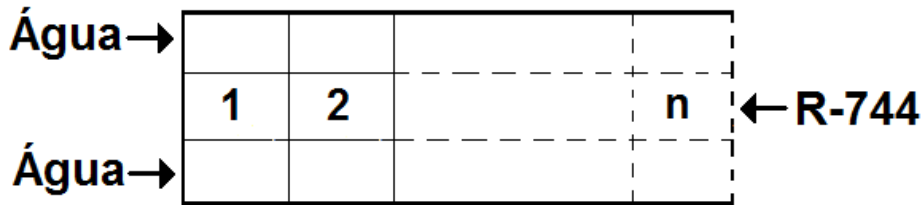


Figura 30: Divisão do tubo do *gascooler* em  $n$  segmentos.

O calor transferido entre o fluido operante e a água pode ser contabilizado de 3 maneiras distintas.

- Do ponto de vista da água:

$$\dot{Q}_{\text{água},1} = \dot{m}_{\text{água}} (h_{\text{água},2} - h_{\text{água},1}) \quad (7)$$

- Do ponto de vista do fluido operante:

$$\dot{Q}_{\text{CO}_2,1} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_{\text{CO}_2,2} - h_{\text{CO}_2,1}) \quad (8)$$

- Do ponto de vista global:

$$\dot{Q}_{\text{global},1} = (UA)_1 \Delta T_{m,1} \quad (9)$$

Todas as equações são iguais entre si e correspondem à análise do primeiro segmento do tubo.

Para o segmento 1, o sistema (10) tem duas equações e quatro incógnitas:

- $T_{\text{água},2}$
- $T_{\text{CO}_2,1}$
- $T_{\text{CO}_2,2}$
- $\dot{m}_{\text{água},\text{inicial}}$

$$\begin{cases} \dot{Q}_{\acute{a}gua,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{Q}_{global,1} \end{cases} \quad (10)$$

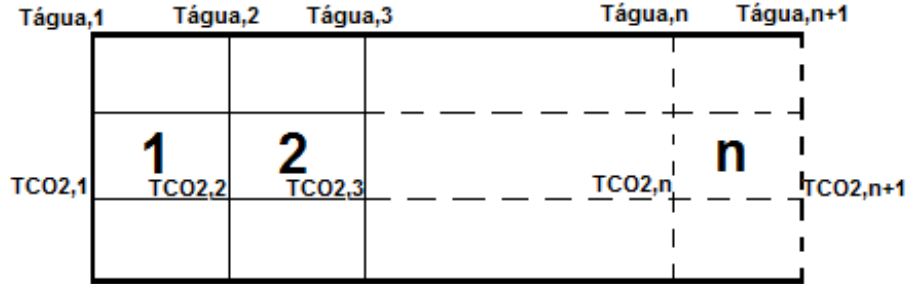


Figura 31: Índices das temperaturas ao longo do tubo do *gascooler* de  $n$  segmentos.

A temperatura de entrada da água no segmento 2, corresponde à temperatura de saída no segmento 1,  $T_{\acute{a}gua,2}$ . A temperatura de saída do  $CO_2$  no segmento 2 corresponde à temperatura de entrada do  $CO_2$  no segmento 1,  $T_{CO_2,2}$ . É sabida a temperatura de entrada do  $CO_2$  no segmento  $n$ ,  $T_{CO_2,n+1}$ . A  $T_{\acute{a}gua,1}$  e a  $T_{\acute{a}gua,n+1}$  são sabidas e a incógnita  $\dot{m}_{\acute{a}gua,inicial}$  é a mesma para todos os segmentos do tubo.

Com isto, para  $n$  segmentos de tubo é formado um sistema com  $2n$  equações (11) a  $2n$  incógnitas, referentes às temperaturas da água, do  $CO_2$  e do caudal mássico de água de maneira a iniciar o ciclo.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{\acute{a}gua,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{\acute{a}gua,2} = \dot{Q}_{global,2} \\ \dot{Q}_{CO_2,2} = \dot{Q}_{global,2} \\ \dots \\ \dot{Q}_{\acute{a}gua,n} = \dot{Q}_{global,n} \\ \dot{Q}_{CO_2,n} = \dot{Q}_{global,n} \end{cases} \quad (11)$$

Do ponto de vista global, temos de analisar as transferências de calor que ocorrem entre os dois fluidos. O coeficiente global de transferência de calor  $U$  leva em conta os coeficientes de transferência de calor por convecção individuais de cada escoamento e a resistência térmica do material (parede do tubo) que as separa.

Como as temperaturas dos fluidos circulantes variam ao longo dos tubos é necessário considerar uma diferença de temperatura apropriada. Para este permutador de

calor a diferença média de temperaturas ( $\Delta T_m$ ), considerada na equação (9) é a diferença média logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{lm}$ ) (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

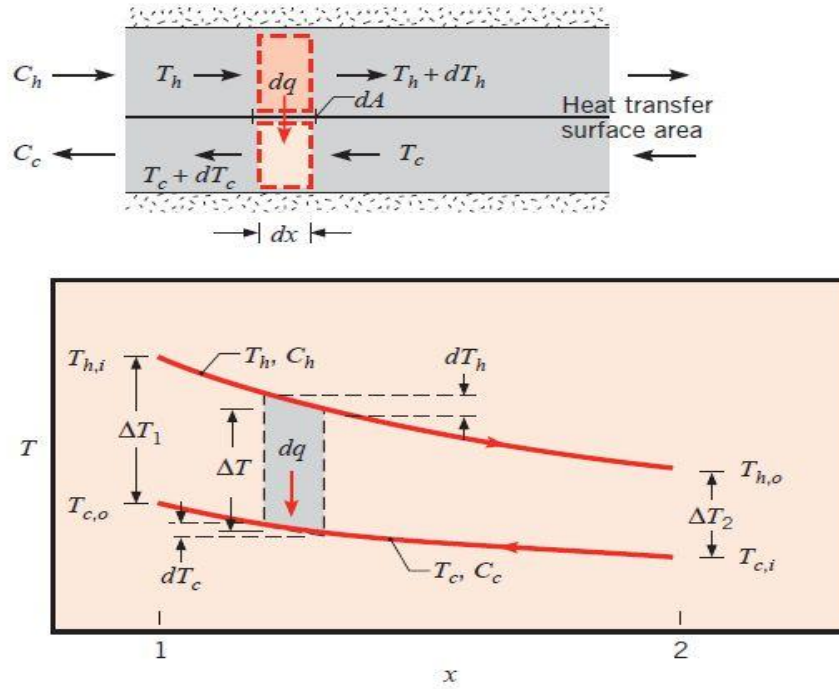


Figura 32: Distribuição de temperaturas para um permutador de calor de correntes contrárias (Bergman et al., 2011).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (12)$$

A natureza logarítmica desta diferença de temperatura é devido à natureza exponencial da variação da temperatura.

Substituindo pela correta diferença média de temperatura a equação (9) para o segmento 1 do tubo fica:

$$\dot{Q}_{global,1} = (UA)_1 \Delta T_{lm,1} = (UA)_1 \frac{(T_{CO_2,1} - T_{água,1}) - (T_{CO_2,2} - T_{água,2})}{\ln((T_{CO_2,1} - T_{água,1}) / (T_{CO_2,2} - T_{água,2}))} \quad (13)$$

$U_1$  é o coeficiente global de transferência de calor do segmento 1 (Bergman et al., 2011).

$$\frac{1}{(UA)_1} = \frac{1}{(U_f A_f)_1} = \frac{1}{(U_q A_q)_1} \quad (14)$$

Se na modelação do *gascooler* se utilizar o coeficiente global de transferência de calor do lado do fluido frio,  $U_f$ , a área a entrar nos cálculos é a área fria,  $A_f$ , ou seja, a área da superfície cilíndrica em contacto com o fluido frio, neste caso a água. Se, por sua vez, se

utilizar  $U_q$ , a área a ter em conta nos cálculos é a área quente,  $A_q$ , ou seja, a área em contacto com o  $\text{CO}_2$ .

Os fatores de incrustação foram desprezados, ficando contudo à atenção que num permutador de calor real as superfícies dos tubos são frequentemente sujeitas à deposição de impurezas que posteriormente podem formar uma película que aumenta a resistência à transferência de calor entre os dois fluidos.

Partindo da equação (14) e tendo em conta que a transferência de calor se dá num sistema radial cilíndrico (Bergman et al., 2011), temos que:

$$\frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{h_{\text{CO}_2} A_q} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{\text{cobre}}} + \frac{1}{h_{\text{água}} A_f} \quad (15)$$

$$\frac{1}{U_q} = \frac{1}{h_{\text{CO}_2}} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k_{\text{cobre}}} + \frac{r_1}{h_{\text{água}} r_2} \quad (16)$$

$$U_q = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{CO}_2}} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k_{\text{cobre}}} + \frac{r_1}{h_{\text{água}} r_2}} \quad (17)$$

- **Coefficientes de transferência de calor por convecção do  $\text{CO}_2$  e da água**

É importante referir, que para os cálculos seguintes, foram retiradas as propriedades físicas de ambos os fluidos a uma temperatura média, de cada secção de tubo.

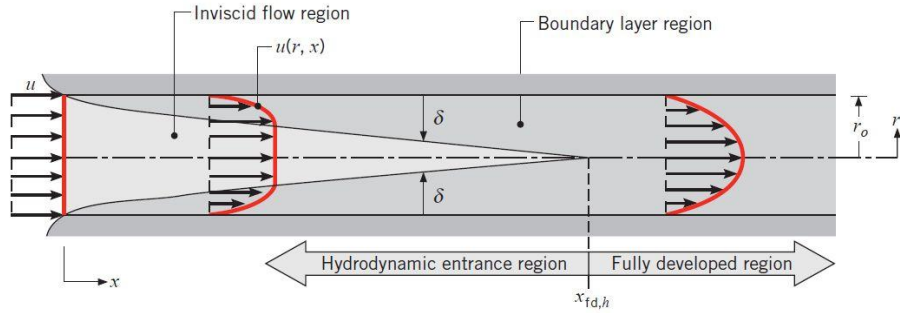
Tanto o coeficiente local de transferência de calor por convecção do  $\text{CO}_2$  como o da água são obtidos conforme o escoamento apresentado pelos mesmos. O número de Nusselt, apresentado na expressão (18) para um escoamento interno de conduta circular, permite obter o coeficiente local de transferência de calor por convecção (Bergman et al., 2011).

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (18)$$

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (19)$$

Para um escoamento interno existe um comprimento de entrada (desenvolvimento hidrodinâmico) que varia conforme as condições aplicadas. Até alcançar este comprimento no tubo, o perfil de velocidades do fluido sofre uma variação. A partir do momento em que os efeitos do atrito viscoso se estendem a toda a secção reta da conduta o perfil de velocidade não varie e é nestas circunstâncias que o escoamento se diz plenamente

desenvolvido. Na modelação do *gascooler* assume-se um escoamento plenamente desenvolvido em cada segmento do tubo (Bergman et al., 2011).



**Figura 33: Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica para escoamento laminar num tubo circular (Bergman et al., 2011).**

$$Re_D = \frac{VL}{\nu} \quad (20)$$

O número de Reynolds é uma relação entre as forças de inércia e as viscosas. Para um escoamento num tubo circular é definido como (Bergman et al., 2011):

$$Re_D = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (21)$$

Como a velocidade varia sobre a secção transversal é necessário trabalhar com uma velocidade média,  $u$ . Esta velocidade, quando multiplicada pela densidade do fluido,  $\rho$  e a área de secção transversal da conduta,  $A_{transversal}$ , fornece o caudal mássico que atravessa o tubo. Assim sendo (Bergman et al., 2011):

$$\dot{m} = \rho u A_t \quad (22)$$

Para um escoamento incompressível e permanente numa conduta com a área de secção transversal uniforme,  $\dot{m}$  e  $u$  são constantes e independentes da posição longitudinal do tubo. Portanto o número de Reynolds pode ficar da forma (Bergman et al., 2011):

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (23)$$

É este número adimensional que fornece a informação relativa ao regime do escoamento presente. Está definido que o número crítico correspondente ao aparecimento de turbulência é aproximadamente 2300, embora só para números acima de 10000 é que se alcançam condições plenas de turbulência.

O número de Nusselt é calculado com base no tipo de escoamento. O CO<sub>2</sub> no estado supercrítico apresenta viscosidades dinâmicas baixas e, dentro das gamas dimensionais das condutas, dados os caudais mássicos impostos pelo compressor e tendo em conta o objetivo de aquecer água até aos valores pretendidos, é impensável o CO<sub>2</sub> circular num regime que não seja turbulento plenamente desenvolvido.

Existem diversas correlações para calcular  $Nu_D$ , onde erros até 25% podem resultar da sua utilização, como é o exemplo da equação de Dittus-Boelter (24) e Sieder & Tate (25) (conforme citado em Bergman et al., 2011), respetivamente:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (24)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

onde  $n = 0,4$  para aquecimento ( $T_s > T_m$ ) e  $n = 0,3$  para arrefecimento ( $T_s < T_m$ ), e

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (25)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16700 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Os erros podem ser reduzidos para menos de 10% ao usar correlações mais recentes, como a de Petukhov, modificada por Gnielinski (26), de modo a abranger uma gama mais alargada de números de  $Re_D$  (conforme citado em Bergman et al., 2011).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (26)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Fatores de atrito  $f$ , para uma ampla faixa de números de  $Re_D$  são apresentados num diagrama, referenciado como diagrama de Moody. No entanto, de modo a diminuir o erro de leitura, é usada uma correlação desenvolvida por Petukhov (27), que se aproxima razoavelmente da condição da superfície lisa (conforme citado em Bergman et al., 2011).

$$f = (0,790 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (27)$$

$$[3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6]$$

A água escoia na região anular e há que ter em conta alguns cuidados nas correlações a utilizar.



O diâmetro da conduta  $D$ , é substituído por um diâmetro hidráulico  $D_H$  (Bergman et al., 2011).

$$D_H = \frac{4A_t}{P_L} \quad (28)$$

Para a conduta anular, temos que:

$$D_H = \frac{4\pi(D_3^2 - D_2^2)}{\pi D_3 + \pi D_2} = D_3 - D_2 \quad (29)$$

que substituindo na equação (21) a transforma em:

$$Re_{D_H} = \frac{\rho V_m D_H}{\mu} = \frac{\rho(D_3 - D_2)}{\mu} \times \frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\rho\pi(D_3^2 - D_2^2)/4} = \frac{4\dot{m}_{\text{água}}}{\pi(D_3 + D_2)\mu} \quad (30)$$

Se  $Re_{D_H} \leq 2300$ , o escoamento é laminar e o  $Nu_D$  para escoamento laminar plenamente desenvolvido num tubo anular com uma superfície isolada e a outra a temperatura constante (o que é considerado em cada segmento de tubo no modelo) depende apenas da relação entre  $D_3$  e  $D_2$ . Através da consulta da Tabela 4 é possível obter o  $Nu_{D_H}$  para diferentes relações de diâmetros (Bergman et al., 2011).

**Tabela 4: Número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido num tubo circular (Bergman et al., 2011).**

$D_2/D_3$	$Nu$
0,05	17,46
0,10	11,56
0,25	7,37
0,50	5,74
1,00	4,86

Para  $2300 \leq Re_{D_H} < 3000$ , o  $Nu_{D_H}$  é determinado utilizando as mesmas relações da Tabela 4.

Para  $Re_{D_H} \geq 3000$  é utilizada a correlação da equação (26).

### 3.4.1 Perdas de carga

Em permutadores de calor com tubos longos onde circulam fluidos ocorre naturalmente uma perda de carga, o que influencia as propriedades físicas dos fluidos circulantes.

Serão apresentadas as perdas de carga que ocorrem ao longo do *gascooler* para algumas condições estudadas; no entanto estas não serão contabilizadas nos estudos de comparação da performance do sistema para as diferentes condições de trabalho.

A variação de pressão para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido na região supercrítica para tubos lisos é dada pela equação (31) (Yoon et al., 2003).

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{2 \rho D_1} \quad (31)$$

Diversas equações têm sido desenvolvidas de maneira a calcular o fator de atrito  $f$ . Foi utilizada a equação Blasius, que se apresenta como (conforme citado em Yoon et al., 2003):

$$f = 0,316 Re_D^{-1/4} \text{ para } Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (32)$$

$$f = 0,184 Re_D^{-1/5} \text{ para } Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (33)$$

### 3.5 Modelação do evaporador

Para o fluido operante, temos que:

- $T_{sat,45bar} = 9,98^\circ C$

Visto que a temperatura máxima do ar / temperatura ambiente a considerar é  $10^\circ C$ , de modo a haver troca de calor do ar para o fluido operante,  $P \leq 45bar$ . No entanto, de maneira a evitar comprimentos de tubo a tender para o infinito a pressão máxima admitida no evaporador é de  $40bar$ .

- $T_{sat,40bar} = 5,30^\circ C$

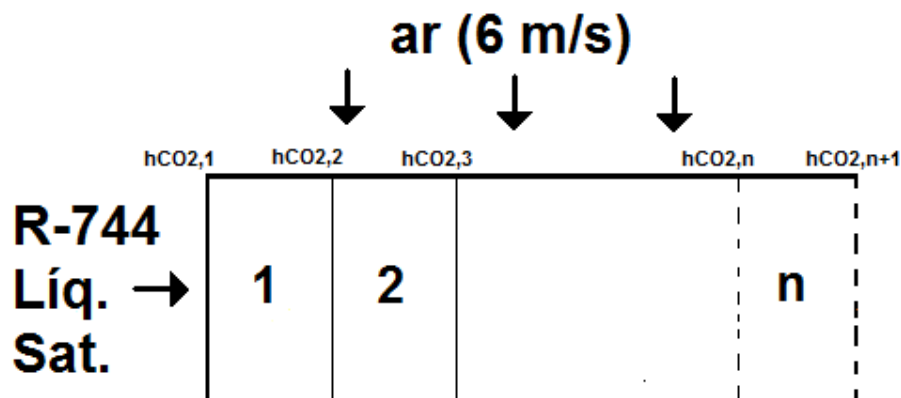


Figura 34: Divisão do tubo do evaporador em  $n$  segmentos.

O calor transferido entre o ar ambiente e o fluido operante no estado saturado pode ser contabilizado de duas maneiras distintas.

- Do ponto de vista do fluido operante:

$$\dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{m}_{CO_2} (h_{CO_2,2} - h_{CO_2,1}) \quad (34)$$

- Do ponto de vista global:

$$\dot{Q}_{global,1} = (UA)_1 \Delta T_1 \quad (35)$$

Uma vez que:

$$h_{CO_2,1} = x_{in,1} h_V + (1 - x_{in,1}) h_L \quad (36)$$

$$h_{CO_2,2} = x_{out,1} h_V + (1 - x_{out,1}) h_L \quad (37)$$

A equação (34) fica da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{m}_{CO_2} [x_{out,1} h_V + (1 - x_{out,1}) h_L - x_{in,1} h_V - (1 - x_{in,1}) h_L] \quad (38)$$

As equações (35) e (38) são iguais entre si e correspondem à análise do primeiro segmento do tubo.

Para o segmento 1, uma equação (39), com a incógnita  $x_{out,1}$ :

$$\dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{Q}_{global,1} \quad (39)$$

Com isto, para  $n$  segmentos de tubo é formado um sistema (40) com  $n$  equações a  $n$  incógnitas, referentes ao título de saída  $x_{out}$ , de cada segmento de tubo.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{CO_2,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,2} = \dot{Q}_{global,2} \\ \dots \\ \dot{Q}_{CO_2,n} = \dot{Q}_{global,n} \end{cases} \quad (40)$$

Tal como no *gascooler*, o coeficiente global de transferência de calor  $U$ , leva em conta os coeficientes de transferência de calor por convecção individuais de cada corrente e a resistência térmica do material metálico que as separa.

Como dito anteriormente, no *gascooler* as propriedades físicas foram tomadas a uma temperatura média, em cada segmento do tubo. Mas enquanto no *gascooler* ambos os fluidos sofrem variações consideráveis de temperatura, tal não acontece no evaporador em

que tanto a temperatura do ar como a temperatura do fluido operante se mantêm constantes. As pequenas variações de temperatura que possam ocorrer são devido à perda de carga do fluido operante ao longo do tubo.

Do ponto de vista geral, há uma diferença entre o *gascooler* e o evaporador relativamente às diferenças de temperatura,  $\Delta T_{lm1}$  e  $\Delta T_1$ , respetivamente. A natureza exponencial da variação da temperatura que existe no *gascooler* não acontece no evaporador, pois o calor transferido do ar para o fluido operante está a promover a mudança de fase e não o aumento de temperatura:

$$\Delta T_1 = T_{ar} - T_{sat,1} \quad (41)$$

$\Delta T_1$  representa a diferença de temperatura entre o ar e o fluido operante no primeiro segmento do tubo do evaporador.

Reverendo a equação do coeficiente global de transferência de calor (17), no caso do evaporador a área fria corresponde à área do lado do fluido operante. Como no *gascooler*, não são contabilizados fatores de incrustação, mas são contabilizadas alhetas na parte exterior do tubo, com o objetivo de melhorar a performance na transferência de calor do ar para o CO<sub>2</sub>. Por motivos de cálculo, as alhetas são aproximadas a uma geometria circular de perfil retangular. Consideram-se as alhetas à mesma temperatura que a base, com determinada eficiência associada,  $\eta_{sa}$ .

Refazendo a equação, temos que (Bergman et al., 2011):

$$\frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{h_{CO_2} A_f} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_{ar} A_q \eta_{sa}} \quad (42)$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_{CO_2}} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k} + \frac{A_f}{h_{ar} A_q \eta_{sa}} \quad (43)$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_{CO_2}} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k} + \frac{A_f}{h_{ar} A_q \eta_{sa}}} \quad (44)$$

A área exterior ou área quente  $A_q$  é alhetada e o seu valor depende das dimensões tanto da conduta como das alhetas, bem como a quantidade existente ao longo do tubo. Analisando apenas 1 metro de tubo temos:

$$A_q = A_{ext} = A_{não\ coberta\ por\ alhetas} + A_{alhetada} \quad (45)$$

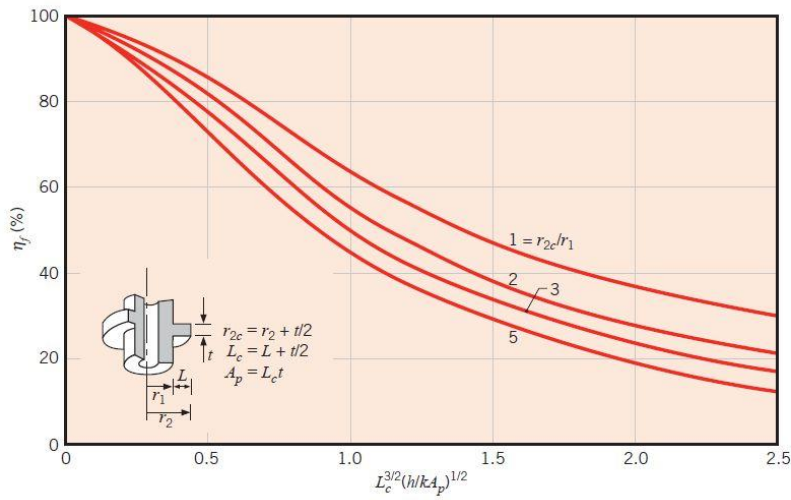
$$A_{alhetas} = p(eD_{alhetas}\pi) + 2p\left(\frac{\pi D_{alhetas}^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4}\right) \quad (46)$$

$$A_{n\tilde{a}o\ coberta\ por\ alhetas} = 1\pi D_2 - (p(\pi D_2 e_{alhetas})) \quad (47)$$

A eficiência da superfície alhetada é dada por (Bergman et al., 2011):

$$\eta_{sa} = 1 - \left(\frac{A_{alhetas}}{A_{ext}}\right)(1 - \eta_{alhetas}) \quad (48)$$

A eficiência das alhetas é uma variável muito importante no cálculo final da potência térmica transferida no evaporador. Sabendo as dimensões das alhetas, através do gráfico da Figura 35 é possível achar a sua eficiência  $\eta_{alhetas}$ .



**Figura 35: Gráfico da eficiência de alhetas anulares de perfil retangular (Bergman et al., 2011).**

Este método ostenta um erro associado à leitura de valores gráficos; portanto, é utilizado um outro método que recorre às funções de Bessel modificadas ( $K$  e  $I$ ) de ordem 0 e de ordem 1 (ver Tabela 5).

**Tabela 5: Funções de Bessel modificadas de primeira e segunda espécies (Bergman et al., 2011).**

$x$	$e^{-x}I_0(x)$	$e^{-x}I_1(x)$	$e^{-x}K_0(x)$	$e^{-x}k_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	$\infty$	$\infty$
0,2	0,8259	0,0823	2,1407	5,8334
0,4	0,6974	0,1368	1,6627	3,2587
0,6	0,5993	0,1722	1,4167	2,3739
0,8	0,5241	0,1945	1,2582	1,9179
1,0	0,4657	0,2079	1,1445	1,6361

As equações são apresentadas em baixo, desde a equação (49) a (52) (Bergman et al., 2011):

$$r_{2c} = \left( \frac{e_{altheta}}{2} \right) + r_2 \quad (49)$$

$$m = \left( \frac{2h_{ar}}{k_{st}e_{altheta}} \right)^{0,5} \quad (50)$$

$$C_2 = \frac{2 \left( \frac{r_1}{m} \right)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (51)$$

$$\eta_{altheta} = \frac{C_2 K_1(m r_1) I_1(m r_1) - I_1(m r_1) K_1(m r_{2c})}{I_0(m r_1) K_1(m r_{2c}) + K_0(m r_1) I_1(m r_{2c})} \quad (52)$$

- **Coefficientes de transferência de calor por convecção do CO<sub>2</sub> e do ar**

O coeficiente de transferência de calor por convecção do ar  $h_{ar}$  é calculado utilizando a equação genérica (53) (Bergman et al., 2011)

$$h_{ar} = \frac{Nu_D k_{ar}}{D} \quad (53)$$

O número de Nusselt  $Nu_D$  é calculado pela correlação de Zhukauskas (54) (conforme citado em Bergman et al., 2011)

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (54)$$

$$\begin{cases} n = 0,36 \text{ para } Pr > 10 \\ n = 0,37 \text{ para } Pr < 10 \end{cases}$$

Os valores  $C$  e  $m$  estão listados na Tabela 6.

**Tabela 6: Constantes da equação (54) para cilindro circular em escoamento cruzado** (Bergman, Lavine, Incropera, & Dewitt, 2011).

$Re_D$	$C$	$m$
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

Os valores obtidos com esta correlação não apresentam uma precisão muito melhor que 20%.

$Pr_s$  é avaliado à temperatura da superfície externa do tubo; no entanto visto que é utilizada uma correlação já com alguma imprecisão associada, considera-se a propriedade  $Pr_s$  retirado à temperatura de saturação do fluido operante à entrada do tubo,  $T_{sat}(30bar \leq P \leq 40bar)$ .

O número de  $Re_D$  referente ao ar é calculado com base na equação (55) (Bergman et al., 2011)

$$Re_D = \frac{V_{ar} D}{\nu} \quad (55)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido operante  $h_{CO_2}$  no evaporador é calculado através de correlações mais complexas, uma vez que o CO<sub>2</sub> tem comportamentos diferentes consoante o regime em que escoar, apresentando o escoamento bifásico comportamentos diferentes.

Para o  $h_{CO_2}$  adotam-se diversas correlações à medida que o título  $x$  vai variando e, para isso existem mapas padrão que nos ajudam a perceber em que estado o fluido operante se encontra e que correlação utilizar.

Contudo, não é por o CO<sub>2</sub> se encontrar com determinado título  $x$ , que se utiliza sempre a mesma correlação, tal dependendo também do caudal mássico por unidade de área transversal da conduta,  $G$ .

Os mapas padrão utilizados são apresentados em (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, & Thome, 2008) agora abrangendo um maior número de condições, tais como:

- $0,6mm \leq D \leq 10mm$
- $50 kg/m^2s \leq G \leq 1500 kg/m^2s$
- $1800 W/m^2 \leq q'' \leq 46000 W/m^2$
- $-28^\circ C \leq T_{sat} \leq 25^\circ C$

A Figura 36 b) apresenta um exemplo de mapa padrão.

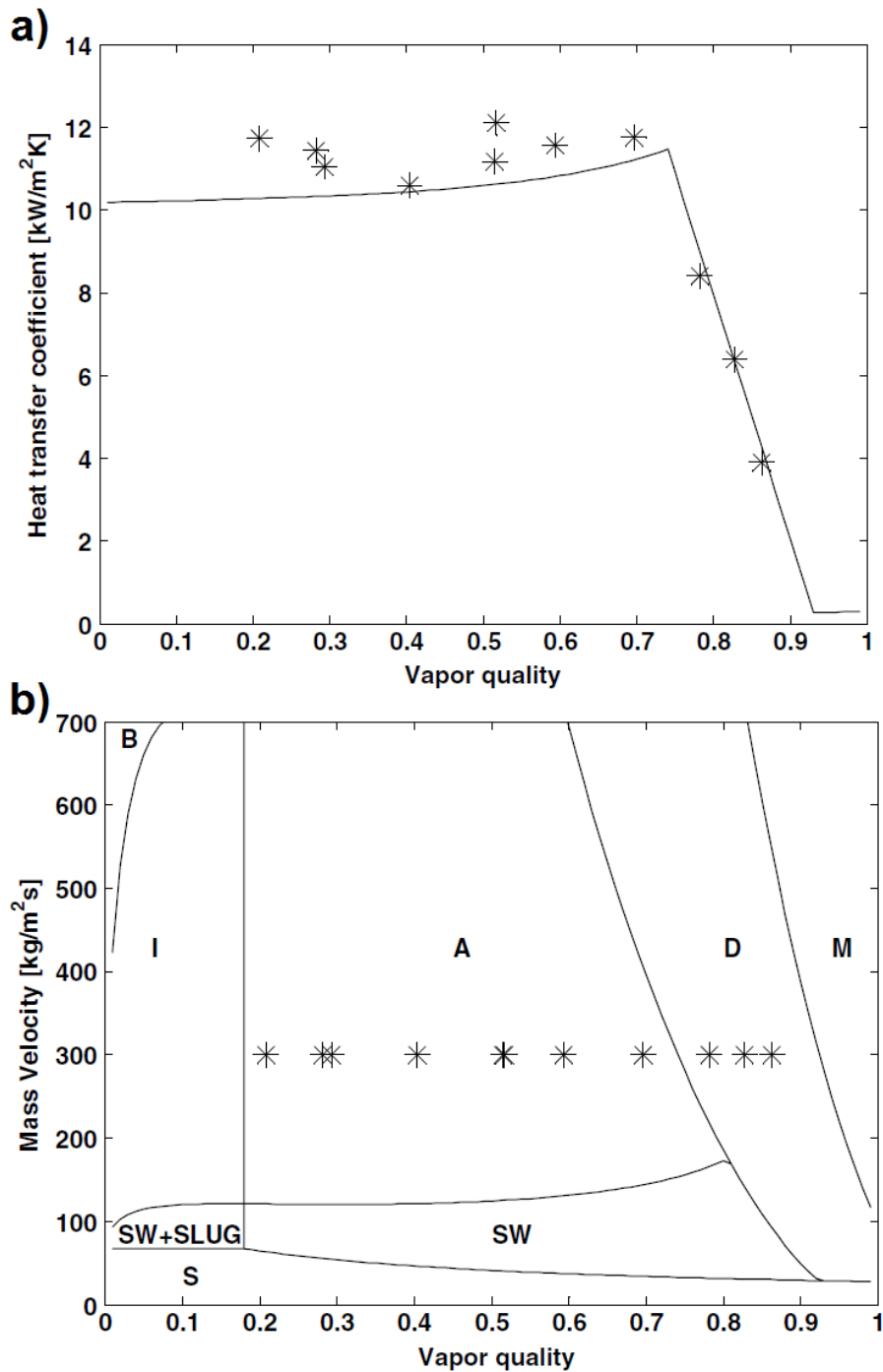


Figura 36: a) Comparação entre os valores do coeficiente de transferência por convecção do  $\text{CO}_2$  esperados e os experimentais; b) Mapa padrão correspondente ( $D_{eq} = 1,15\text{ mm}$ ,  $G = 300\text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{sat} = 10^\circ\text{C}$ ,  $q'' = 11000\text{ W/m}^2$ ), (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008).

Existem oito regiões diferentes e cada uma dessas regiões apresenta diferentes particularidades. As regiões estão delimitadas por linhas que se constroem conforme as condições presentes e o estado de evaporação do fluido operante.

A fração de vazio  $\varepsilon$  ao longo do tubo é apresentada pelo modelo de Rouhani-Axelsson como (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):



$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_V} \left[ \left( 1 + 0,12(1-x) \left( \frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_V)]^{1/4}}{G\rho_L^{1/2}} \right) \right]^{-1} \quad (56)$$

Os parâmetros adimensionais são descritos abaixo (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$A_{LD} = \frac{A(1-\varepsilon)}{D_{eq}^2} \quad (57)$$

$$A_{VD} = \frac{A\varepsilon}{D_{eq}^2} \quad (58)$$

$$h_{LD} = 0,5 \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right) \quad (59)$$

$$P_{iD} = \sin \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \quad (60)$$

onde o ângulo estratificado,  $\theta_{strat}$  (que é o mesmo que o  $\theta_{dry}$  mostrado na Figura 37) proposto por Biberg é dado por (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\varepsilon) + \left( \frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} [1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3}] - \frac{1}{200} (1-\varepsilon)\varepsilon[1 - 2(1-\varepsilon)][1 + 4(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2] \right\} \quad (61)$$

A equação que separa a região (SW-I/A) é dada pelo critério Kattan-Thome-Favrat (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D_{eq} \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_{LD} - 1)^2]^{1/2}} \left[ \frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left( \frac{Fr_L}{We_L} \right) + 1 \right] \right\}^{1/2} + 50 \quad (62)$$

onde  $Fr_L$  e  $We_L$  são definidos como:

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_V^2 g D_{eq}} \quad (63)$$

$$We_L = \frac{G^2 D_{eq}}{\rho_L \sigma} \quad (64)$$

A separação da região (S-SW) é dada conforme o mesmo critério anterior:

$$G_{strat} = \left[ \frac{226,3^3 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1 - x) \pi^3} \right]^{1/3} \quad (65)$$

Para  $x < x_{IA}$ ,  $G_{strat} = G_{strat}(x_{IA})$

$x_{IA}$  é o valor do título  $x$ , onde ocorre a separação da região (I-A) e (SW+SLUG-SW), dada pelo critério de Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$x_{IA} = \left[ 1,8^{1/0,875} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_L}{\mu_L} \right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad (66)$$

Segundo o critério de Wojtan et al. a separação da região (A-D) é (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\begin{aligned} & G_{dryout} \\ &= \left\{ \frac{1}{0,236} \left[ \ln \left( \frac{0,58}{x} \right) \right. \right. \\ & \left. \left. + 0,52 \right] \left( \frac{D_{eq}}{\rho_V \sigma} \right)^{-0,17} \left[ \frac{1}{g D_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0,17} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0,25} \left( \frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,27} \right\}^{1,471} \end{aligned} \quad (67)$$

sendo extraída da equação que nos apresenta o valor do título quando  $G$  iguala  $G_{dryout}$ , denominado por:

$$x_{di} = 0,58 e^{\left[ 0,52 - 0,236 We_V^{0,17} Fr_{V,Mori}^{0,17} (\rho_V / \rho_L)^{0,25} (q / q_{crit})^{0,27} \right]} \quad (68)$$

onde  $We_V$  e  $Fr_{V,Mori}$  definidos por Mori et al. são calculados como (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$Fr_{V,Mori} = \frac{G^2}{\rho_V(\rho_L - \rho_V)gD_{eq}} \quad (69)$$

$$We_V = \frac{G^2 D_{eq}}{\rho_V \sigma} \quad (70)$$

e  $q_{crit}$ , pela correlação de Kutateladze (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$q_{crit} = 0,131\rho_V^{0,5}h_{LV}[g\sigma(\rho_L - \rho_V)]^{0,25} \quad (71)$$

A separação da região (D-M) é dada por um critério construído com base nos dados estudados em (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\begin{aligned} G_M &= \left\{ \frac{1}{0,502} \left[ \ln \left( \frac{0,61}{x} \right) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 0,57 \right] \left( \frac{D_{eq}}{\rho_V \sigma} \right)^{-0,16} \left[ \frac{1}{gD_{eq}\rho_V(\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0,15} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,09} \left( \frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0,72} \right\}^{1,613} \end{aligned} \quad (72)$$

que é extraída da equação que nos apresenta o valor do título quando  $G$  iguala  $G_M$ , denominado por:

$$x_{de} = 0,61e^{[0,57-0,502We_V^{0,16}Fr_{V,Mori}^{0,15}(\rho_V/\rho_L)^{0,09}(q/q_{crit})^{0,72}]} \quad (73)$$

Por fim, para caudais mássicos elevados e título  $x$  baixo,  $G > G_B$  e  $x < x_{IA}$ , estamos na presença do regime B.

$$G_B = \left\{ \frac{256A_{VD}A_{LD}^2D_{eq}^{1,25}\rho_L(\rho_L - \rho_V)g}{0,3164(1-x)^{1,75}\pi^2P_{iD}\mu_L^{0,25}} \right\} \quad (74)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção do  $h_{CO2}$  em tubos horizontais nos os regimes B, I, A, SW+SLUG, SW e S é calculado segundo a equação geral para escoamentos bifásicos de Kattan-Thome-Favrat (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome, 2008):

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry}h_V + (2\pi - \theta_{dry})h_{wet}}{2\pi} \quad (75)$$

Para os regimes B, I e A:

$$\theta_{dry} = 0 \quad (76)$$

Para o regime S:

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \quad (77)$$

Para o regime SW+SLUG:

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \frac{x}{x_{IA}} \left( \frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0,61} \quad (78)$$

Para o regime SW:

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \left( \frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0,61} \quad (79)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção no perímetro seco relativo à fase de vapor é calculado com a correlação de Dittus-Boelter (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome, 2008):

$$h_V = 0,023 Re_V^{0,8} Pr_V^{0,4} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (80)$$

onde o número de Reynolds da fase vapor é:

$$Re_V = \frac{G x D_{eq}}{\mu_V \varepsilon} \quad (81)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção no perímetro molhado relativo à fase líquida é dado por:

$$h_{wet} = [(Sh_{nb})^3 + h_{cb}^3]^{1/3} \quad (82)$$

onde  $h_{nb}$ ,  $S$  e  $h_{cb}$ , correspondem ao coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada, fator de supressão da transferência de calor em ebulição nucleada e ao coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva, respectivamente (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008).

$h_{nb}$  é calculado com base na correlação de Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome que é uma modificação da correlação de Cooper (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome,

2008).  $S$  parte do mesmo critério e é aplicado de modo a reduzir a contribuição de  $h_{nb}$ , devido ao adelgaçar do filme anular líquido.

$$h_{nb} = 131 p_r^{-0,0063} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,58} \quad (83)$$

$$\text{Se } x < x_{IA}, \quad S = 1 \quad (84)$$

$$\text{Se } x \geq x_{IA}, \quad S = 1 - 1,14 \left( \frac{D_{eq}}{0,00753} \right)^2 \left( 1 - \frac{\delta}{\delta_{IA}} \right)^{2,2} \quad (85)$$

Com base no mesmo critério, na equação (85) o valor do  $D_{eq}$  é fixado em 7,53 mm sempre que ultrapasse esse mesmo valor.

A espessura do filme líquido  $\delta$  é calculada segundo a expressão proposta por El Hajal et al. (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome, 2008):

$$\delta = \frac{D_{eq}}{2} - \sqrt{\left( \frac{D_{eq}}{2} \right)^2 - \frac{2A_L}{2\pi - \theta_{dry}}} \quad (86)$$

onde  $A_L$  é a área de secção transversal ocupada pela fase líquida, mostrada na Figura 37, sendo calculada através da equação:

$$A_L = A_{LD} D_{eq}^2 \quad (87)$$

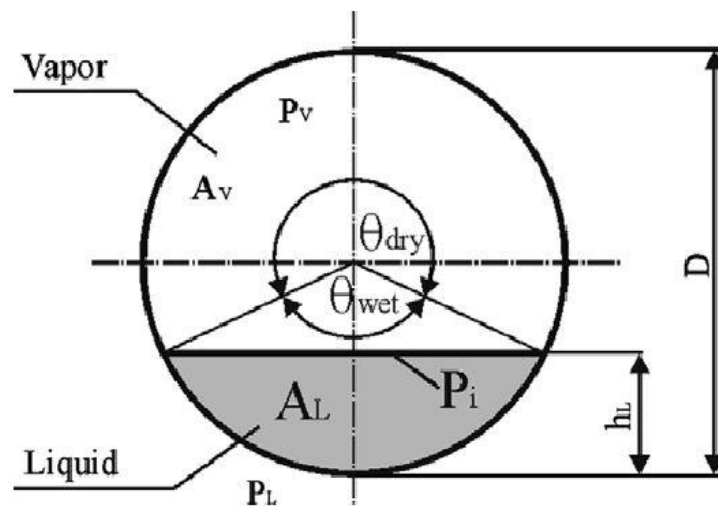


Figura 37: Diagrama esquemático de um escoamento bifásico num tubo horizontal, (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, & Thome, 2008).

Sempre que a fase líquida ocupa mais de metade da área transversal ( $\varepsilon < 0,5$ ), a equação (86) diz-nos que  $\delta > \frac{D_{eq}}{2}$  o que é geometricamente impossível, portanto, para essas condições  $\delta$  é fixado em  $\frac{D_{eq}}{2}$ .

$\delta_{IA}$  é calculado da mesma maneira, mas com o título fixado na transição das regiões (I – A), ( $x_{IA}$ ) (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008).

$h_{cb}$  é calculado com base no modelo original de Kattan-Thome-Favrat (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome, 2008):

$$h_{cb} = 0,0133 Re_{\delta}^{0,69} Pr_L^{0,4} \frac{k_L}{\delta} \quad (88)$$

onde o número de Reynolds do filme líquido é:

$$Re_{\delta} = \frac{4G(1-x)\delta}{\mu_L(1-\varepsilon)} \quad (89)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção no regime M é calculado por uma nova correlação desenvolvida em (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008) que é uma modificação da correlação desenvolvida por Groeneveld.

$$h_M = 2 \times 10^{-8} Re_H^{1,97} Pr_V^{1,06} Y^{-1,83} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (90)$$

onde o número de Reynolds homogéneo  $Re_H$  e o fator de correção  $Y$  são calculados da seguinte forma:

$$Re_H = \frac{GD_{eq}}{\mu_V} \left[ x + \frac{\rho_V}{\rho_L} (1-x) \right] \quad (91)$$

$$Y = 1 - 0,1 \left[ \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) (1-x) \right]^{0,4} \quad (92)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção no regime D é calculado com base numa interpolação linear proposta por Wojtan et al (conforme citado em Cheng, Ribatski, & Thome, 2008).

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{tp}(x_{di}) - h_M(x_{de})] \quad (93)$$

$x_{di}$  e  $x_{de}$  são calculados conforme as equações (68) e (73), respectivamente.

onde  $h_{tp}(x_{di})$  é calculado conforme a equação (75), com a diferença de o título  $x$  ser substituído por  $x_{di}$  em todas as equações relativas à equação principal. Para a resolução da equação mantém-se  $\theta_{dry} = 0$ .

$h_M(x_{de})$  é calculado da mesma forma que em (90), com a devida substituição de  $x$  por  $x_{de}$  na equação (91) e (92).

Para alguns valores de  $G$ , normalmente baixos, o fluido operante alcança o estado de vapor saturado ( $x = 1$ ) sem nunca ter entrado no Regime M. Para esses casos é definido um  $x_{de} = 0,999$  (Cheng, Ribatski, & Thome, 2008).

### 3.5.1 Perdas de carga

- No ar

A perda de carga que o ar sofre ao atravessar a zona alhetada do evaporador é dada pela equação (94) (Yamaguchi, Kato, Saito, & Kawai, 2011).

$$\Delta p = 4f_{ar} \frac{L_f}{D_H} \frac{1}{2} \rho_{ar} u_{ar}^2 \quad (94)$$

$$f_{ar} = \left[ 0.43 + 35.1 \left( Re_{ar} \frac{D_H}{L_f} \right)^{-1.07} \right] \frac{D_H}{L_f} \quad (95)$$

O diâmetro hidráulico  $D_H$  é calculado conforme a equação (28), ficando da seguinte forma:

$$D_H = \frac{4e_v e}{2(e + e_v)} \quad (96)$$

onde o  $e_v$  mínimo corresponde ao diâmetro de uma alheta.

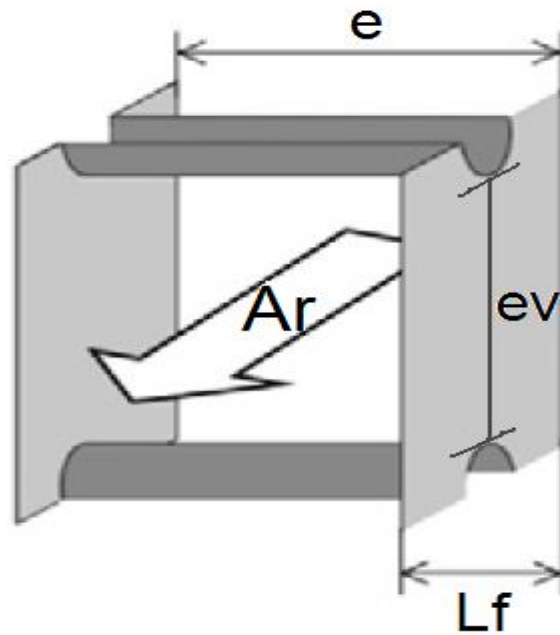


Figura 38: Ilustração esquemática do espaço entre alhetas.  
Adaptado de (Yamaguchi et al., 2011).

Uma vez que o evaporador é apenas um tubo alhetado, em formato serpentina, o ar não passará através de uma matriz com vários tubos. Posto isto, a perda de pressão do ar ao passar pelo tubo alhetado não será tido em conta na modelação do evaporador. No entanto, é importante referir a perda de carga que ocorre no ar de maneira a permitir ao projetista a escolha de um ventilador ajustado.

- **No fluido operante**

Tal como no *gascooler*, serão apresentadas as perdas de carga que ocorrem ao longo do evaporador para algumas condições estudadas; no entanto, estas não serão contabilizadas nos estudos de comparação da performance do sistema para as diferentes condições de trabalho.

As quedas de pressão no evaporador por parte do fluido operante podem ser significativas para diâmetros de tubo pequenos e tal como no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do  $\text{CO}_2$ , existem diferenças no cálculo de região para região. Um novo modelo para escoamentos bifásicos, com o  $\text{CO}_2$  como fluido operante foi realizado em (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008) pela modificação do modelo de Moreno, Quibén & Thome, desenvolvido para os fluidos operantes R-22, R-410A e R-134a.

A queda de pressão total é contabilizada pela soma de três componentes:

- Queda de pressão estática (queda de pressão pela ação da gravidade),  $\Delta p_{static}$
- Queda de pressão devida à aceleração,  $\Delta p_m$
- Queda de pressão por atrito,  $\Delta p_f$



A queda de pressão por ação da gravidade é desprezada na modelação do evaporador, portanto:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_m + \Delta p_f \quad (97)$$

A queda de pressão devida à aceleração depende apenas das condições de entrada e de saída do fluido operante e não da região em que se poderá encontrar.

$$\Delta p_m = G^2 \left\{ \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{out} - \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (98)$$

Por sua vez, a queda de pressão pela ação do atrito depende da região em que o fluido se encontra (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008).

Na região anular (A) a equação é a mesma que a de Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_A = 4f_A \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (99)$$

O fator de atrito  $f_A$  é calculado de acordo com os dados experimentais realizados em (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$f_A = 3,128 Re_V^{-0,454} We_L^{-0,0308} \quad (100)$$

A velocidade média do vapor  $u_V$  é dada por:

$$u_V = \frac{Gx}{\rho_V \varepsilon} \quad (101)$$

$Re_V$  é calculado segundo a equação (81) e o número de Weber da fase líquida  $We_L$  é dado por:

$$We_L = \frac{D_{eq} \rho_L u_L^2}{\sigma} \quad (102)$$

A velocidade média da fase líquida é calculada como:

$$u_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\varepsilon)} \quad (103)$$

Para a região intermitente (I) a equação de queda de pressão por atrito viscoso é dada pela adaptação da equação de Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008)

$$\Delta p_I = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_A \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (104)$$

$\Delta p_A$  é calculado como na equação (99) e  $\Delta p_{LO}$  é a queda de pressão do fluido considerando o escoamento bifásico como um escoamento apenas de líquido saturado é dado por:

$$\Delta p_{LO} = 4f_{LO} \frac{L}{D_{eq}} \frac{G^2}{2\rho_L} \quad (105)$$

em que  $f_{LO}$  é calculado com a equação de Blasius (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$f_{LO} = \frac{0,079}{Re_{LO}^{0,25}} \quad (106)$$

$$Re_{LO} = \frac{GD_{eq}}{\mu_L} \quad (107)$$

Na região ondulante estratificada (SW) a equação da queda de pressão por ação do atrito viscoso mantém-se a mesma que a de Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_{SW} = 4f_{SW} \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (28)$$

onde o fator de atrito  $f_{SW}$  é calculado pela seguinte expressão interpolada (modificação do modelo de Moreno, Quibén & Thome) (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$f_{SW} = \theta_{dry}^{*0,02} f_V + (1 - \theta_{dry}^{*0,02}) f_A \quad (109)$$

O ângulo seco adimensional  $\theta_{dry}^*$  é dado por:

$$\theta_{dry}^* = \frac{\theta_{dry}}{2\pi} \quad (110)$$

Para o regime SW,  $\theta_{dry}$  é dado pela equação, que é proposta pelo estudo realizado (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008) (79).

O fator de atrito do vapor  $f_V$  é calculado como:

$$f_V = \frac{0,079}{Re_V^{0,25}} \quad (111)$$

A região SLUG+SW é dada pela equação atualizada (de maneira a evitar alguma oscilação na queda de pressão entre estes dois regimes) de Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_{SLUG+SW} = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_{SW} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (112)$$

$\Delta p_{LO}$  e  $\Delta p_{SW}$  são calculados pelas equações (105) e (108), respetivamente.

A região M mantém a mesma equação para o cálculo da queda de pressão por ação do atrito viscoso proposta por Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_M = 4f_M \frac{L}{D_{eq}} \frac{G^2}{2\rho_H} \quad (113)$$

A densidade homogénea é definida como

$$\rho_H = \rho_L(1 - \varepsilon_H) + \rho_V \varepsilon_H \quad (114)$$

A fração de vazio homogéneo é dada pela expressão:

$$\varepsilon_H = \left(1 + \frac{(1 - x)\rho_V}{x\rho_L}\right)^{-1} \quad (115)$$

O fator de atrito na região M é calculado conforme a equação (116) que tem como base os dados experimentais do estudo efetuado em (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008); contudo são necessários mais dados para se poder verificar esta correlação ou modificar se necessário.

$$f_M = \frac{91,2}{Re_M^{0,832}} \quad (116)$$

O número de Reynolds específico desta região é definido como:

$$Re_M = \frac{GD_{eq}}{\mu_H} \quad (117)$$

A viscosidade dinâmica homogênea é dada pela expressão proposta por Ciccitti et al. (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\mu_H = \mu_L(1 - x) + \mu_V x \quad (118)$$

Para a região D a expressão de interpolação linear é mantida, conforme proposto por Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_{dryout} = \Delta p_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [\Delta p_{tp}(x_{di}) - \Delta p_M(x_{de})] \quad (119)$$

$x_{di}$  e  $x_{de}$  são calculados conforme as equações (68) e (73), respectivamente.

onde  $\Delta p_{tp}(x_{di})$  é calculado conforme a equação (99), com a diferença de o título  $x$  ser substituído por  $x_{di}$  em todas as equações relativas à equação principal.

$\Delta p_M(x_{de})$  é calculado da mesma forma que em (113), com a devida substituição de  $x$  por  $x_{de}$  nas equações relativas à equação principal.

Para a região estratificada (S) não foram obtidos resultados experimentais, no entanto o método é mantido o mesmo ao de Moreno, Quibén & Thome (conforme citado em Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\text{Se } x \geq x_{IA}, \quad \Delta p_{strat(x \geq x_{IA})} = 4f_{strat(x \geq x_{IA})} \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (120)$$

A velocidade média do vapor  $u_V$  é calculada pela equação (101) e o fator de atrito  $f_{strat(x \geq x_{IA})}$  é dado pela seguinte expressão:

$$f_{strat(x \geq x_{IA})} = \theta_{strat}^* f_V + (1 - \theta_{strat}^*) f_A \quad (121)$$

onde  $f_V$  e  $f_A$  são dados pelas equações (111) e (100), respectivamente.

O ângulo estratificado adimensional é definido como:

$$\theta_{strat}^* = \frac{\theta_{strat}}{2\pi} \quad (122)$$

$$\text{Se } x < x_{IA}, \quad \Delta p_{strat(x < x_{IA})} = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_{strat(x \geq x_{IA})} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (123)$$

onde  $\Delta p_{LO}$  e  $\Delta p_{strat(x \geq x_{IA})}$  são calculados pelas equações (105) e (120), respetivamente (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008).

Na região B foi utilizada a seguinte expressão (Cheng, Ribatski, Moreno Quibén, et al., 2008):

$$\Delta p_B = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_A \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (124)$$

onde  $\Delta p_{LO}$  e  $\Delta p_A$  são calculados pelas equações (105) e (99), respetivamente.

São no entanto necessários dados experimentais para se poder verificar esta correlação.

### 3.6 Modelação do IHX

Na zona anular circulará o CO<sub>2</sub> de baixa pressão saído do evaporador e portanto no estado de vapor saturado ou de vapor sobreaquecido. Na zona interior circulará o CO<sub>2</sub> de alta pressão vindo do *gascooler*.

O calor transferido entre o fluido de alta pressão e o fluido de baixa pressão pode ser contabilizado de 3 maneiras distintas.

- Do ponto de vista do fluido de baixa pressão:

$$\dot{Q}_{CO_2,BP,1} = \dot{m}_{CO_2} (h_{CO_2,BP,2} - h_{CO_2,BP,1}) \quad (125)$$

- Do ponto de vista do fluido de alta pressão:

$$\dot{Q}_{CO_2,AP,1} = \dot{m}_{CO_2} (h_{CO_2,AP,1} - h_{CO_2,AP,2}) \quad (126)$$

- Do ponto de vista global:

$$\dot{Q}_{global,1} = (UA)_1 \Delta T_{lm,1} \quad (127)$$

Todas as equações são iguais entre si e correspondem à análise do primeiro segmento do tubo.

Para o segmento 1, o sistema com duas equações (128) a três incógnitas:

- $T_{CO_2,BP,2}$
- $T_{CO_2,AP,2}$
- $T_{CO_2,AP,1}$

$$\begin{cases} \dot{Q}_{CO_2,BP,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,AP,1} = \dot{Q}_{global,1} \end{cases} \quad (128)$$

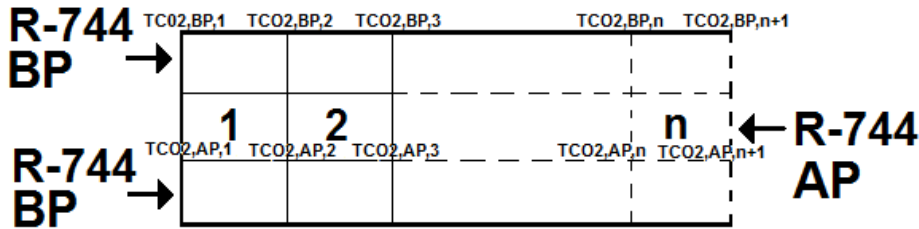


Figura 39: Índices das temperaturas ao longo do tubo do IHX de  $n$  segmentos.

A temperatura de entrada do  $CO_2$  de baixa pressão no segmento 2, corresponde à temperatura de saída no segmento 1,  $T_{CO_2,BP,2}$ . A temperatura de entrada do  $CO_2$  de alta pressão no segmento 1 corresponde à temperatura de saída no segmento 2,  $T_{CO_2,AP,2}$ . É igualmente sabida a temperatura de entrada do  $CO_2$  de alta pressão no segmento  $n$ ,  $T_{CO_2,AP,n+1}$  e a temperatura  $T_{CO_2,BP,1}$ , que são valores dados após a passagem pelo *gascooler* e evaporador, respetivamente.

Com isto, para  $n$  segmentos de tubo é formado um sistema com  $2n$  equações (129) a  $2n$  incógnitas, referentes às temperaturas do  $CO_2$  de alta e baixa pressão ao longo das condutas.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{CO_2,BP,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,AP,1} = \dot{Q}_{global,1} \\ \dot{Q}_{CO_2,BP,2} = \dot{Q}_{global,2} \\ \dot{Q}_{CO_2,AP,2} = \dot{Q}_{global,2} \\ \dots \\ \dot{Q}_{CO_2,BP,n} = \dot{Q}_{global,n} \\ \dot{Q}_{CO_2,AP,n} = \dot{Q}_{global,n} \end{cases} \quad (129)$$

Do ponto de vista global, as transferências de calor que ocorrem entre os dois fluidos são as mesmas que as ocorrem no *gascooler*. Todos os pressupostos, equações e todo o processo de modelação é semelhante, excetuando o fluido que circula na zona anular. Posto isto, o coeficiente global de transferência de calor  $U$ , fica da seguinte forma (Bergman et al., 2011):

$$\frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{h_{CO_2,AP} A_q} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{cobre}} + \frac{1}{h_{CO_2,BP} A_f} \quad (130)$$

$$\frac{1}{U_q} = \frac{1}{h_{CO_2,AP}} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k_{cobre}} + \frac{r_1}{h_{CO_2,BP} r_2} \quad (131)$$

$$U_q = \frac{1}{h_{CO_2,AP} + \frac{\ln(r_2/r_1) r_1}{k_{cobre}} + \frac{r_1}{h_{CO_2,BP} r_2}} \quad (132)$$

### 3.6.1 Perdas de carga

As perdas de carga num escoamento turbulento plenamente desenvolvido para tubos lisos são dadas pela equação (31).

Na zona interior o fluido circula a pressões elevadas e temperaturas sempre superiores à temperatura de entrada da água no *gascooler* (15°C) e inferiores à temperatura de entrada do CO<sub>2</sub> no *gascooler*. Como o CO<sub>2</sub> circula no IHX sempre à temperatura mais baixa registada no *gascooler*, apresentará também densidades maiores. Através da Figura 40 e a uma pressão de 100bar pode-se visualizar isso mesmo.

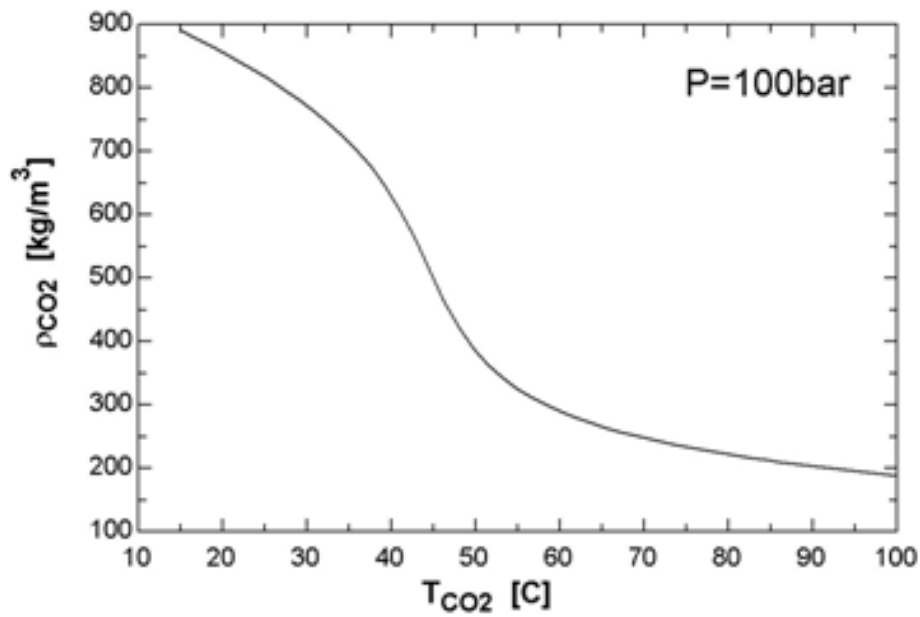


Figura 40: Variação da densidade do fluido operante a uma pressão de 100 bar.

Posto isto, é de esperar uma perda de carga bastante inferior no IHX quando comparada com a que ocorre no *gascooler*. Por sua vez, o CO<sub>2</sub> que circula na zona anular está em estado de vapor saturado ou vapor sobreaquecido, apresentando densidades mais baixas (ver equação (31)).

No entanto, dado que o IHX está limitado no seu máximo a 4 metros (em forma de espiral, tal como no *gascooler*), as perdas de carga serão mínimas e podem ser desprezadas.



## 4. Estudo de convergência

### 4.1 Sumário

Neste subcapítulo é realizado um estudo de convergência, para se encontrar uma solução fiável. As temperaturas dos fluidos circulantes têm grandes variações ao longo do tubo no *gascooler*. Neste permutador de calor o fluido operante encontra-se no estado supercrítico, onde a variação de temperatura provoca grandes alterações das propriedades físicas.

No evaporador, dependendo das condições poderemos encontrar condutas de grande comprimento, onde a percentagem de massa evaporada varia à medida que se vai avançando no tubo.

Todas as condutas devem ser divididas em pequenos segmentos (aqui considerados de igual comprimento) até se encontrar uma solução convergida para a temperatura do CO<sub>2</sub> no *gascooler* e no IHX e para o título  $x$  no evaporador. É estipulado que essa solução é encontrada quando  $\Delta T \leq 0,01^\circ\text{C}$  e  $\Delta x \leq 0,01$ , para o *gascooler*/IHX e evaporador, respetivamente.

Será feito apenas um estudo de convergência para cada permutador de calor; portanto, é importante garantir a convergência para todas as condições impostas nesse mesmo permutador de calor. Garantindo a convergência para o caso mais crítico, estará garantida também a convergência para todas as outras condições.

### 4.2 Convergência da solução

- ***Gascooler***

No *gascooler* é feito um estudo de convergência para um comprimento de tubo exagerado, fixado em 40 metros.

Como dito anteriormente, os limites de pressão são:

- $85\text{bar} \leq P \leq 120\text{bar}$

Em primeiro lugar, é necessário achar um conjunto de condições onde à partida será mais difícil obter a convergência no comprimento máximo de tubo estipulado (40 metros).

Quanto menor o caudal e a pressão do fluido operante, mais dificilmente se atingirá a temperatura de água pretendida; portanto, será realizado o estudo para uma pressão no *gascooler* de 85bar e  $\dot{m}_{CO_2} = 0,01 \text{ kg/s}$ .

Nos estudos a realizar, a temperatura máxima de água o obter está fixada nos 75°C e é importante saber se é mais difícil obter uma solução convergida quando se quer obter esta temperatura ou quando se pretende obter uma temperatura de água mais baixa, por exemplo, 60°C.

Para as condições:

- $P_{evap} = 34,85bar$
- $T_{\text{água},out} = 75^\circ\text{C}$
- $D_1 = 0,008mm$
- $D_2 = 0,01mm$
- $D_3 = 0,014mm$

são necessários apenas 22 segmentos para obter convergência.

**Tabela 7: Valores da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do *gascooler* para  $T_{\text{água},out} = 75^\circ\text{C}$ .**

Nº segmentos	$T_{CO_2}$
6	38,0420
10	38,3778
14	38,4203
18	38,4335
22	38,4394
26	38,4426
30	38,4445

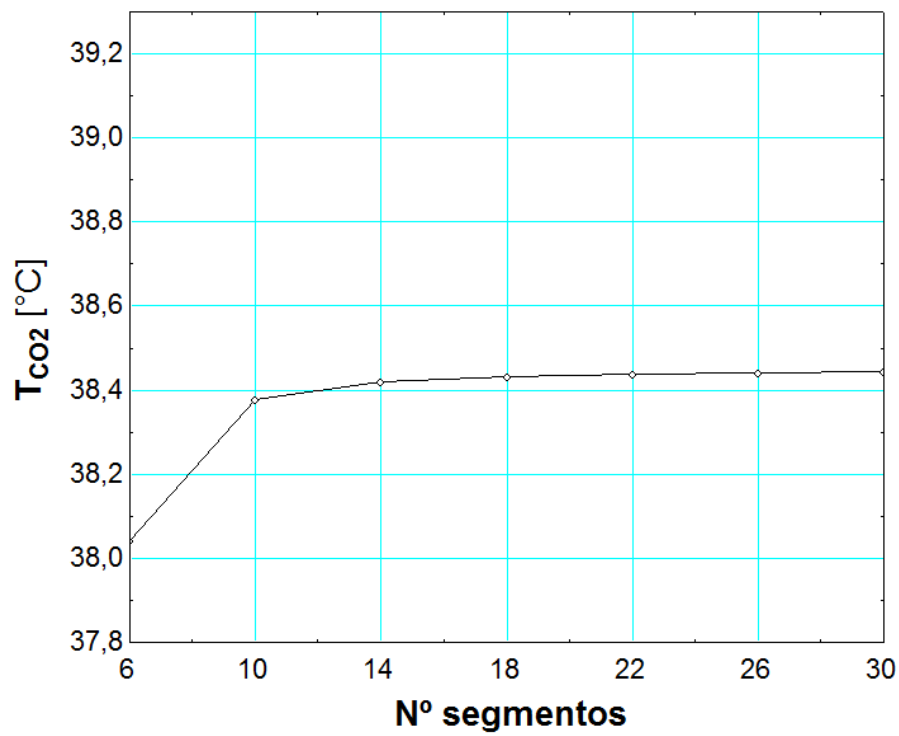


Figura 41: Gráfico de convergência da temperatura do CO<sub>2</sub> à saída do *gascooler* para uma  $T_{\text{água,out}} = 75^{\circ}\text{C}$ .

Mantendo todas as condições iguais a fazendo variar a  $T_{\text{água,out}}$  de  $75^{\circ}\text{C}$  para  $60^{\circ}\text{C}$ , são necessários 30 segmentos para obter convergência.

Tabela 8: Valores da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do *gascooler* para  $T_{\text{água,out}} = 60^{\circ}\text{C}$ .

Nº segmentos	$T_{\text{CO2}}$
6	27,0492
10	27,9364
14	28,0867
18	28,1443
22	28,1735
26	28,1897
30	28,1989

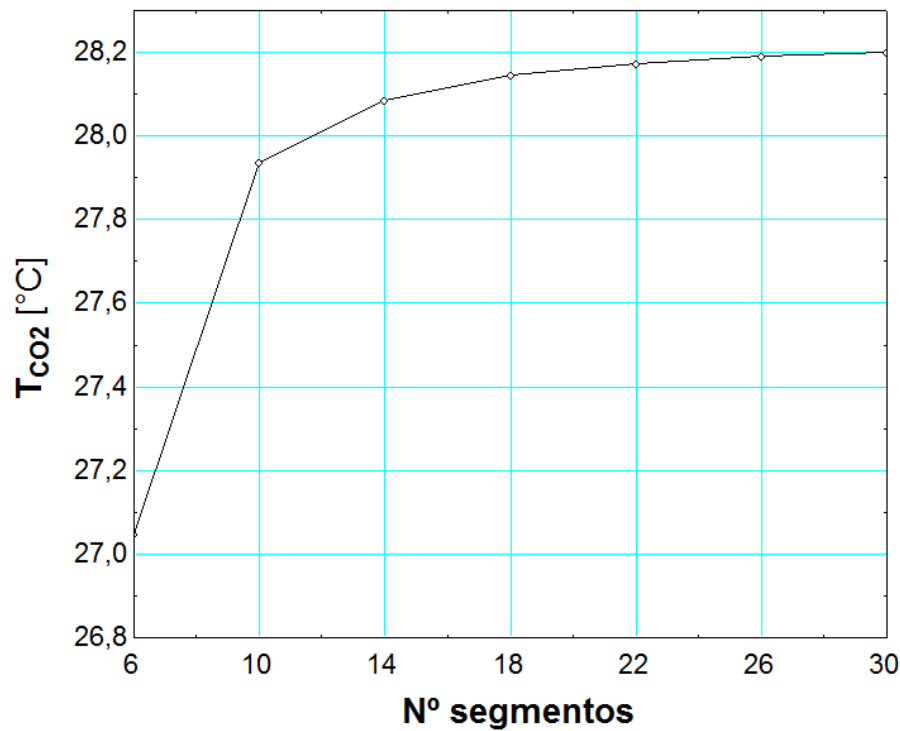


Figura 42: Gráfico de convergência da temperatura do CO<sub>2</sub> à saída do *gascooler* para uma  $T_{\text{água,out}} = 60^{\circ}\text{C}$ .

Sendo esta uma situação extrema, dividindo o tubo do *gascooler* na modelação em 30 segmentos, é garantida a convergência em todas as situações a simular.

### • Evaporador

Contrariamente ao *gascooler*, no evaporador, quanto maior foi o caudal mássico de fluido operante, maior terá de ser o comprimento do tubo.

Para garantir convergência em todas as condições que irão ser estudadas, será realizado o estudo para um comprimento de tubo exagerado (120 metros). Esta é uma situação irreal, no entanto servirá só para garantir a convergência para todos os outros casos.

Para as condições:

- $T_{\text{amb}} = 10^{\circ}\text{C}$
- $V_{\text{ar}} = 3 \text{ m/s}$
- $N^{\circ}_{\text{alhetas/metro}} = 350$
- $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0,02 \text{ kg/s}$
- $P_{\text{evap}} = 40 \text{ bar}$

- $D_1 = 5mm$
- $D_2 = 6mm$
- $D_{albeta} = 2D_2$

Tabela 9: Valores do título  $x$  no evaporador.

Nº segmentos	$x$
6	0,8802
10	0,9425
14	0,9731
18	0,9917
22	1,0038
26	1,0125
30	1,0187

É de salientar que os valores superiores a 1 na realidade não existem. O valor máximo que o título  $x$  pode apresentar é 1 e valores acima disso correspondem à entrada no estado sobreaquecido. Os valores acima de 1 serão posteriormente convertidos em valores reais de temperatura.

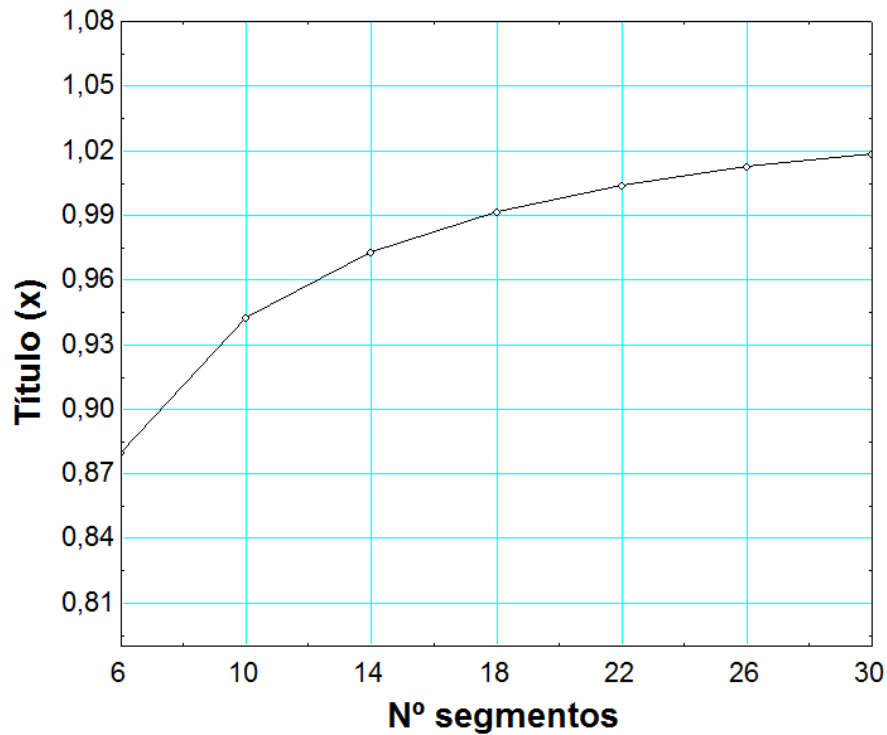


Figura 43: Gráfico de convergência do título  $x$ , para  $\dot{m}_{CO_2} = 0,02kg/s$ .

Deste estudo conclui-se que, na modelação, dividindo o tubo do evaporador em 30 segmentos, é garantida a convergência e uma boa solução para todas as condições a serem estudadas.

- **IHX**

No permutador de calor interno é mais difícil saber à partida quais as condições que dificultariam a convergência da solução.

O estudo de convergência foi realizado com as seguintes dimensões de condutas:

- $D_1 = 6mm$
- $D_2 = 8mm$
- $D_3 = 10mm$

Adotando uma temperatura do fluido operante de alta pressão fixa,  $T_{CO_2,AP} = 30^\circ C$ , serão estudados as condições extremas.

- $\dot{m}_{CO_2} = 0,01 \text{ kg/s}$
- $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$
- $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$

Para estas condições, a convergência obtém-se com 14 segmentos.

**Tabela 10:** Valores da temperatura de saída do  $CO_2$  de alta e baixa pressão no IHX, para  $\dot{m}_{CO_2} = 0,01 \text{ kg/s}$ ,  $T_{CO_2,AP} = 30^\circ C$ .

Nº segmentos	$T_{CO_2,AP}$	$T_{CO_2,BP}$
6	11,1945	29,7585
10	11,2081	29,7317
14	11,2118	29,7245

Alterando o caudal mássico para o extremo superior, mantendo todas as outras variáveis iguais, temos:

- $T_{CO_2,AP} = 30^\circ C$
- $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$
- $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$
- $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$

**Tabela 11:** Valores da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para  $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$ ,  
 $T_{CO_2,AP} = 30^\circ\text{C}$ .

Nº segmentos	$T_{CO_2,AP}$	$T_{CO_2,BP}$
6	11,4086	29,3376
10	11,4238	29,3077
14	11,4279	29,2996

É possível verificar que apesar de com 14 segmentos se verificar convergência esta foi obtida com mais dificuldade. Portanto, mantendo o caudal mássico neste valor e fazendo variar a  $T_{CO_2,AP}$  para um mínimo, temos:

- $T_{CO_2,AP} = 15^\circ\text{C}$
- $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$
- $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$
- $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$

**Tabela 12:** Valores da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para  $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$ ,  
 $T_{CO_2,AP} = 15^\circ\text{C}$ .

Nº segmentos	$T_{CO_2,AP}$	$T_{CO_2,BP}$
6	2,5645	14,1620
10	2,5717	14,1498
14	2,5736	14,1464

Para este caso a convergência ocorreu mais rapidamente. Fazendo variar a  $T_{CO_2,AP}$  para um valor exagerado, temos:

- $T_{CO_2,AP} = 50^\circ\text{C}$
- $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$
- $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$
- $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$

**Tabela 13:** Valores da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> de alta e baixa pressão no IHX, para  $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$ ,  
 $T_{CO_2,AP} = 50^\circ\text{C}$ .

Nº segmentos	$T_{CO_2,AP}$	$T_{CO_2,BP}$
6	30,8054	49,7945
10	30,8219	49,7520
14	30,8264	49,7403
15	30,8270	49,7387

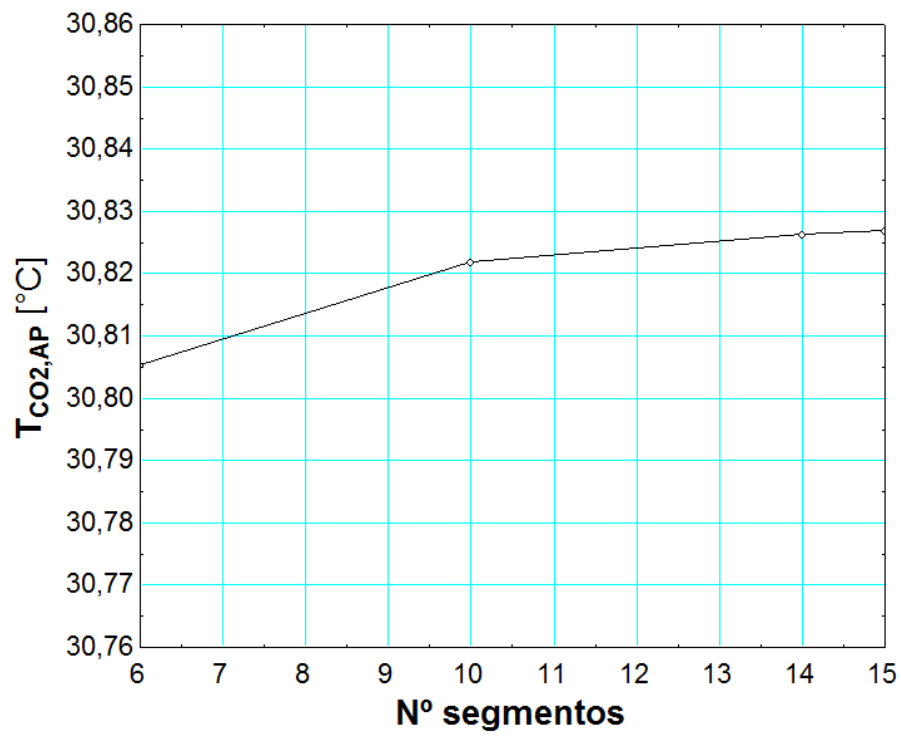


Figura 44: Gráfico de convergência da  $T_{CO_2,AP}$  para  $T_{CO_2,AP,1} = 50^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$ ,  $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$ ,  $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$ .



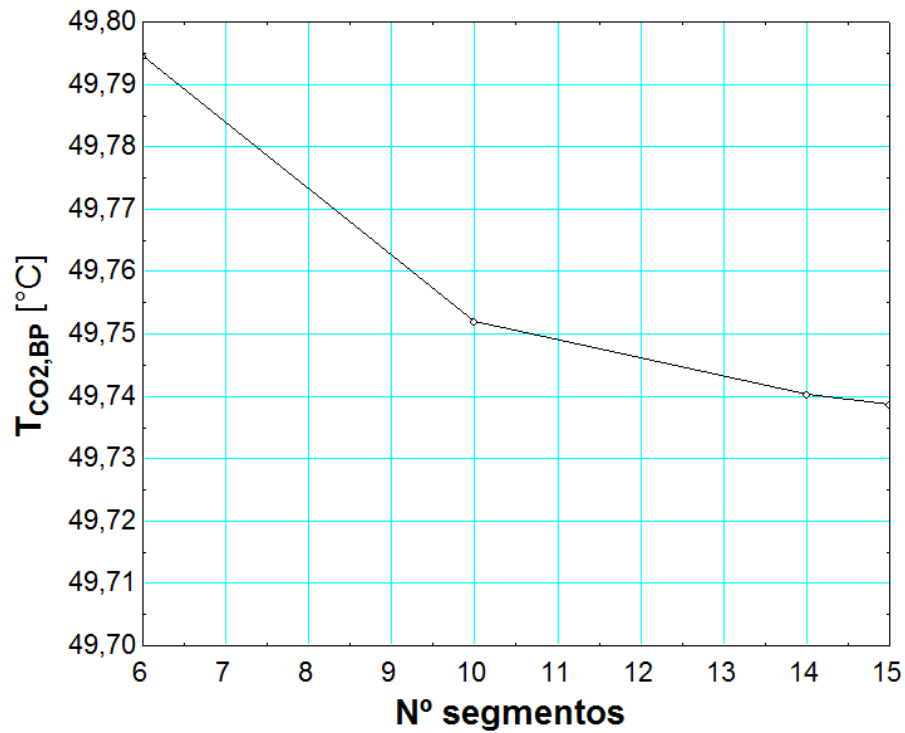


Figura 45: Gráfico de convergência da  $T_{CO_2,BP}$  para  $T_{CO_2,AP,1} = 50^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,03 \text{ kg/s}$ ,  
 $P_{CO_2,AP} = 120 \text{ bar}$ ,  $P_{CO_2,BP} = 30 \text{ bar}$ .

Para este caso, serão necessários 15 segmentos para chegarmos a uma solução convergida. Será este número de segmentos utilizado na modelação do IHX onde é garantida a convergência para todas as condições possíveis.



## 5. Resultados: Análise e melhoria das condições de funcionamento do sistema

### 5.1 Sumário

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na simulação decorrente da modelação dos componentes presentes na bomba de calor transcrítica de CO<sub>2</sub>.

São analisados os resultados com base em gráficos, de modo a perceber melhor as diferenças entre as diversas condições estudadas e encontrar para que valor se consegue obter uma melhor performance da instalação.

Pela pesquisa efetuada anteriormente, conclui-se que existem condições que são importantes de estudar, de modo a descobrir a sua influência na performance do sistema. Dos fatores possíveis de serem alterados foram destacadas as pressões de trabalho no *gascooler* como variável presente em todos os estudos, dada a extensa gama de valores possíveis de trabalhar e também pela importância do *gascooler* em toda a instalação. O estudo passa por verificar a alteração do COP face à variação da pressão de trabalho no *gascooler* para diferentes condições de temperatura ambiente, temperatura de evaporação, temperatura de saída de água e ver também a influência do caudal mássico de fluido operante a circular, bem como a presença de um permutador de calor interno. São também analisados alguns casos críticos nos permutadores de calor, de maneira a prever as perdas de carga máximas que poderiam ocorrer numa instalação deste tipo.

De todos estes fatores é interessante saber qual aquele que mais influencia a performance de uma instalação e descobrir para que condições de pressão é importante trabalhar de maneira a tirar melhor partido deste tipo de sistemas.

### 5.2 Eficiência isentrópica do compressor

A diferença de entalpia do ponto 1 para o ponto 2 é afetada pela curva de eficiência isentrópica do compressor. Um compressor com uma eficiência isentrópica de 100% proporcionaria a (menor) diferença de entalpias de  $h_1$  para  $h_{2s}$  (ver Figura 46).

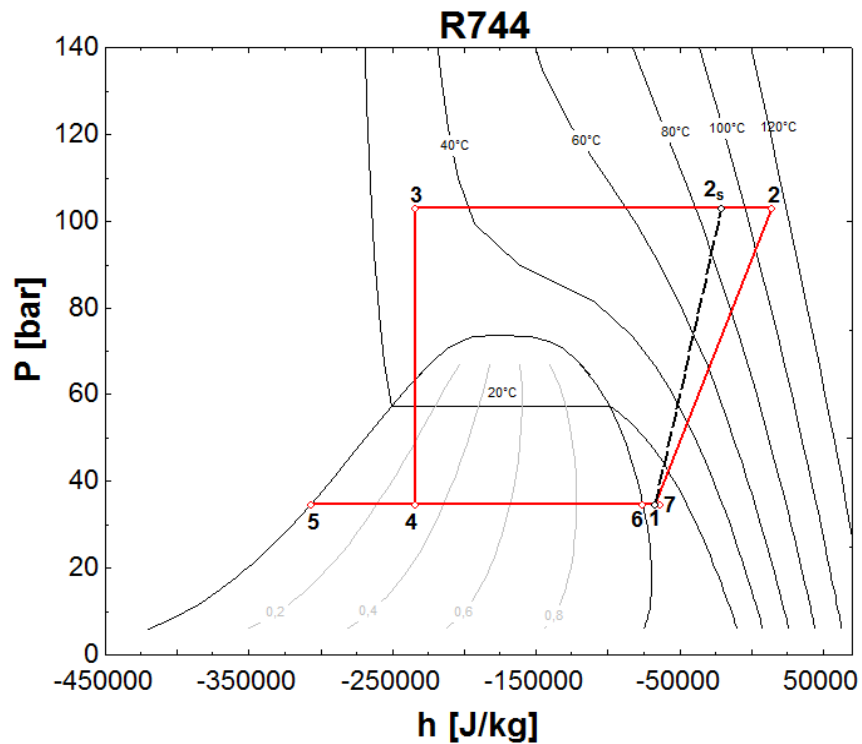


Figura 46: Diagrama P-h, pressão ótima no *gascooler*,  $P_{evap} = 35\text{bar}$ ,  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,0125\text{ kg/s}$  e  $T_{\dot{a}gua,out} = 75^\circ\text{C}$ .

A curva está apenas dependente da relação entre as pressões no *gascooler* e no evaporador. Na Figura 47 são apresentadas as curvas da eficiência isentrópica do compressor, utilizadas neste estudo. As curvas foram traçadas com base na equação (4).

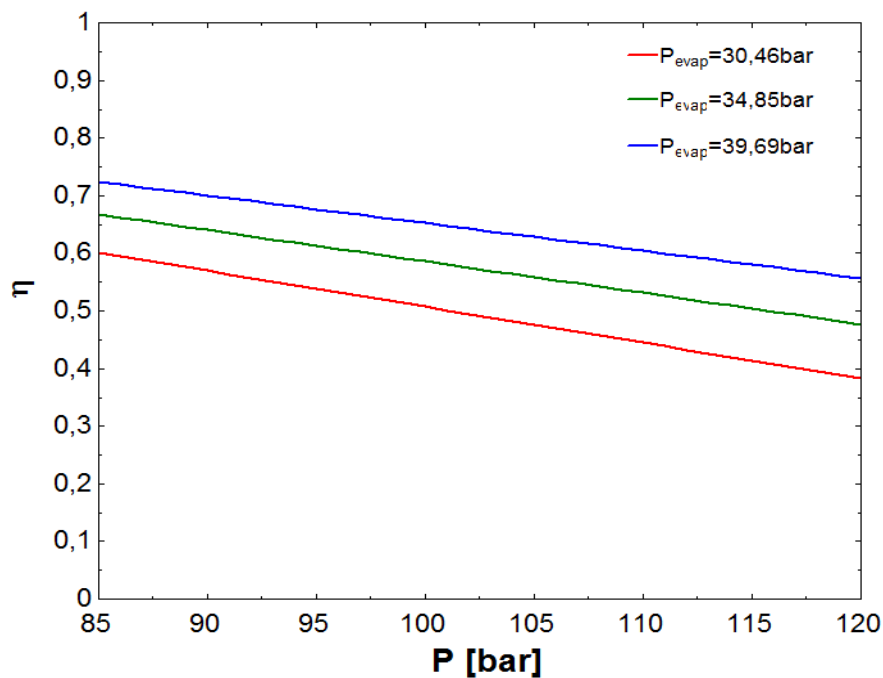


Figura 47: Eficiência isentrópica do compressor.

## 5.3 Análise dos permutadores de calor

### 5.3.1. Variação das temperaturas do CO<sub>2</sub> e da água no *gascooler*

Através dos gráficos da Figura 48 é possível visualizar que a temperatura de saída da água é sempre superior à temperatura de saída do CO<sub>2</sub>, sendo isso possível por se tratar de um permutador de calor coaxial com escoamentos em contracorrente.

É de notar que, para pressões no *gascooler* mais elevadas, a diferença de temperatura entre os fluidos no início do tubo é máxima e no final do tubo é mínima, ocorrendo para qualquer caudal de fluido operante e para qualquer que seja a pressão imposta no evaporador. Pressões de trabalho no *gascooler* maiores proporcionam maiores variações de temperatura ao longo do tubo.

A variação de caudal mássico de CO<sub>2</sub> não afeta de maneira evidente a perfil de temperaturas ao longo da conduta, mantendo-se as curvas praticamente inalteradas. Também não há grandes diferenças no perfil de temperatura do CO<sub>2</sub> quando se altera a temperatura de evaporação, sendo que a diferença mais relevante é que para uma temperatura de evaporação mais baixa (pressões no evaporador mais baixas), a temperatura de CO<sub>2</sub> à entrada do tubo é sempre superior. A explicação é a alta relação entre a pressão no *gascooler* e a pressão no evaporador que proporciona uma eficiência isentrópica do compressor mais baixa.

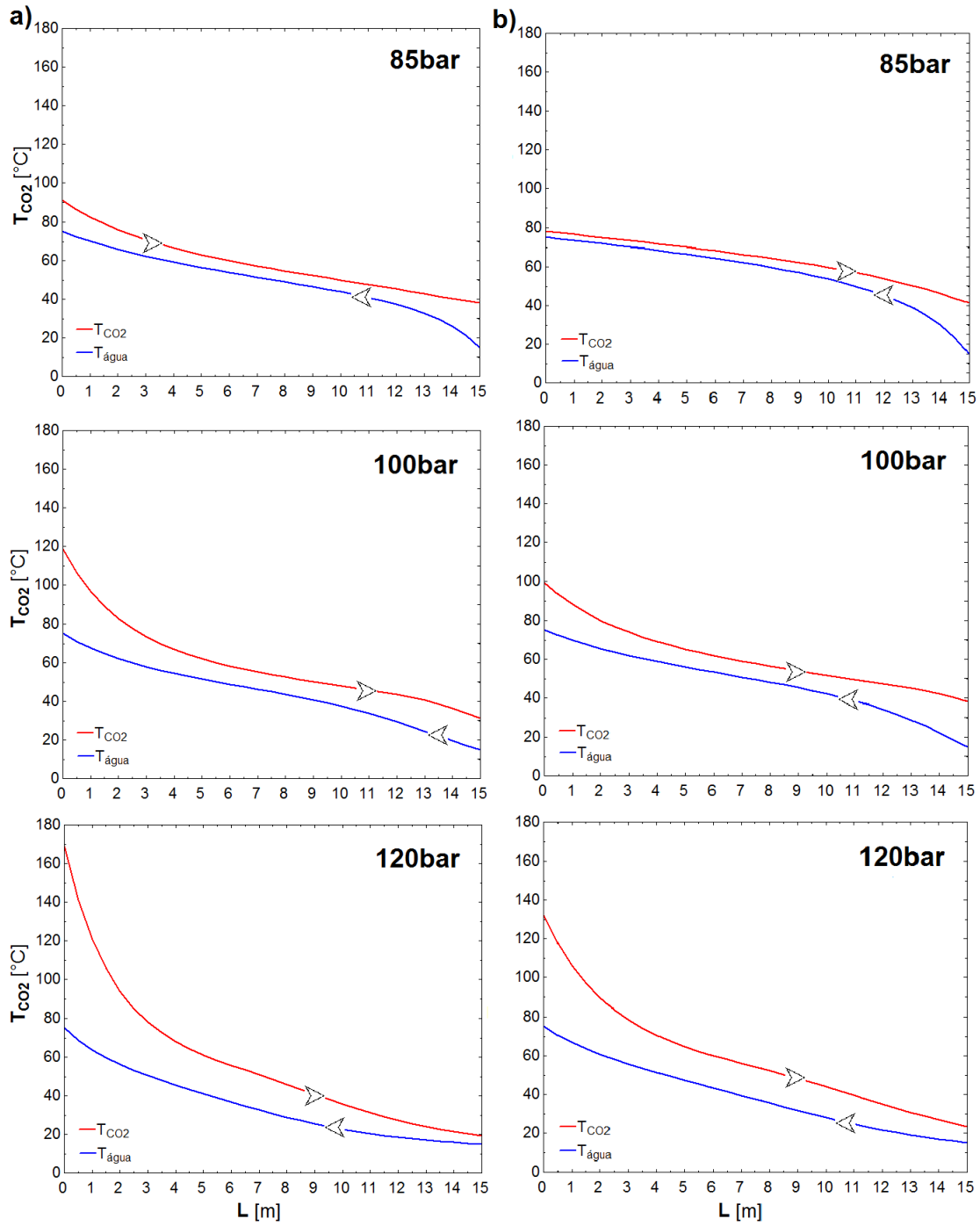


Figura 48: a) Variação das temperaturas do CO<sub>2</sub> e da água ao longo do *gascooler*,  $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,0125 \text{ kg/s}$  e  $T_{\text{água},out} = 75^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação das temperaturas do CO<sub>2</sub> e da água ao longo do *gascooler*,  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,015 \text{ kg/s}$  e  $T_{\text{água},out} = 75^{\circ}\text{C}$ .

### 5.3.2 Perda de carga no *gascooler*

Apesar da perda de carga não ser contabilizada nos estudos da performance do sistema realizados, são apresentados alguns casos de maneira procurar o caso mais crítico. A perda de carga é dada pela equação (31), e uma vez que a dimensão dos tubos no *gascooler* é fixada, os parâmetros  $D$  e  $L$  deixam de fazer sentido para efeitos de comparação. Contudo, é possível concluir que quanto maior for o comprimento do tubo,  $L$ , maior é a perda de carga, assim como quanto menor for o diâmetro da conduta, mais a perda de carga se faz sentir.

Segundo o gráfico da Figura 49, para qualquer condição de pressão no *gascooler*, quanto maior for o caudal de fluido operante, maior será a perda de carga, assim como quanto menor for a pressão de trabalho no *gascooler*.

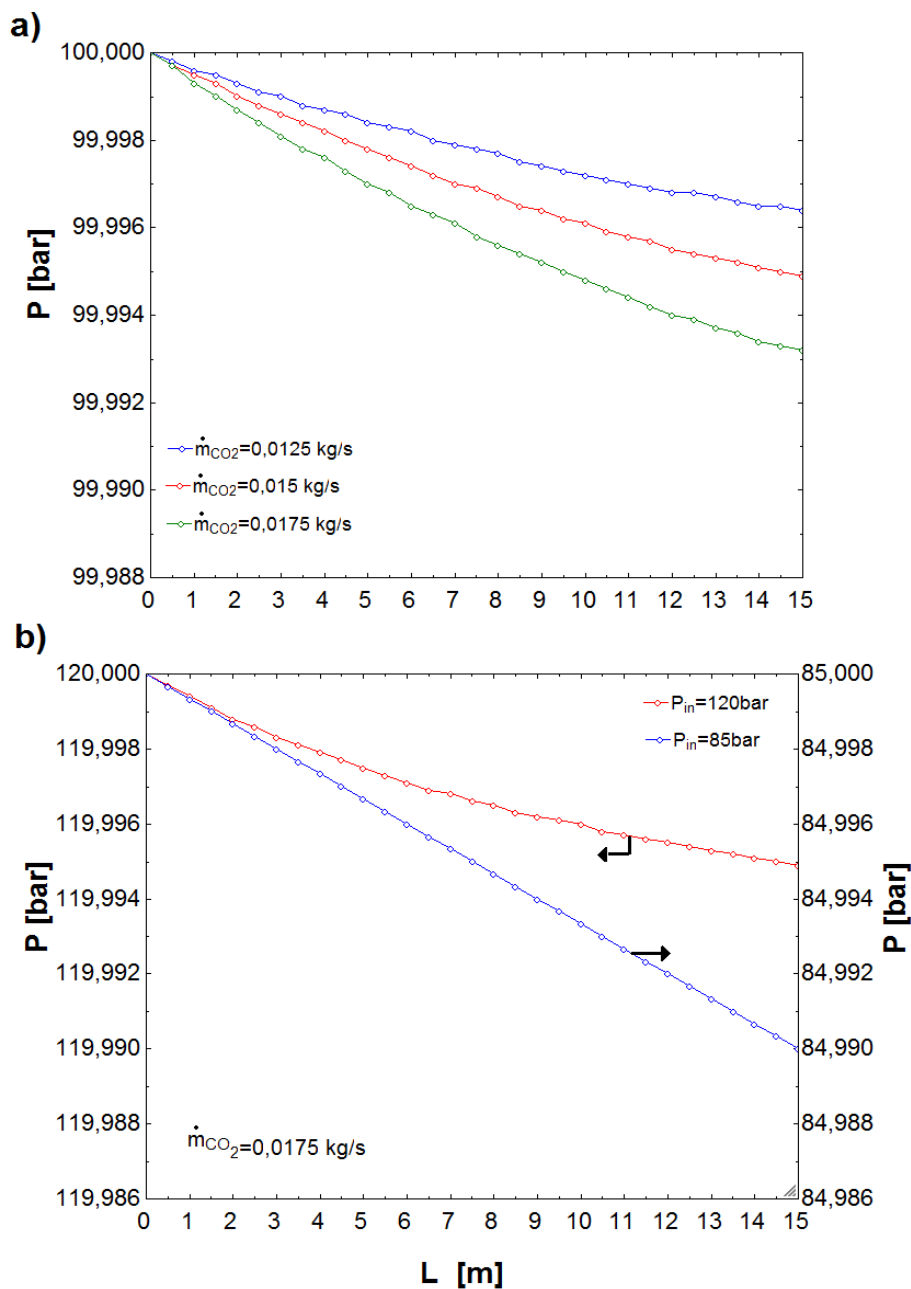


Figura 49: a) Evolução da pressão ao longo do *gascooler* para diferentes caudais mássicos de  $CO_2$ ; b) Evolução da pressão ao longo do *gascooler* para diferentes pressões de entrada no mesmo.

Conjugando o caudal mássico de  $CO_2$  máximo com a menor pressão de trabalho no *gascooler*, obtém-se a maior perda de carga possível para as características dimensionais do permutador como sendo cerca de 0,01 bar.

Durante o estudo as características dimensionais do *gascooler* não foram alteradas; contudo, foi realizado um estudo para a perda de carga máxima sofrida quando é reduzido o diâmetro da conduta interna para metade e o comprimento do tubo é aumentado para o dobro.



A perda de carga ultrapassa os 0,5 *bar*, sendo que é 55 vezes maior que a perda de carga máxima nos casos a integrar no sistema, ver Figura 50.

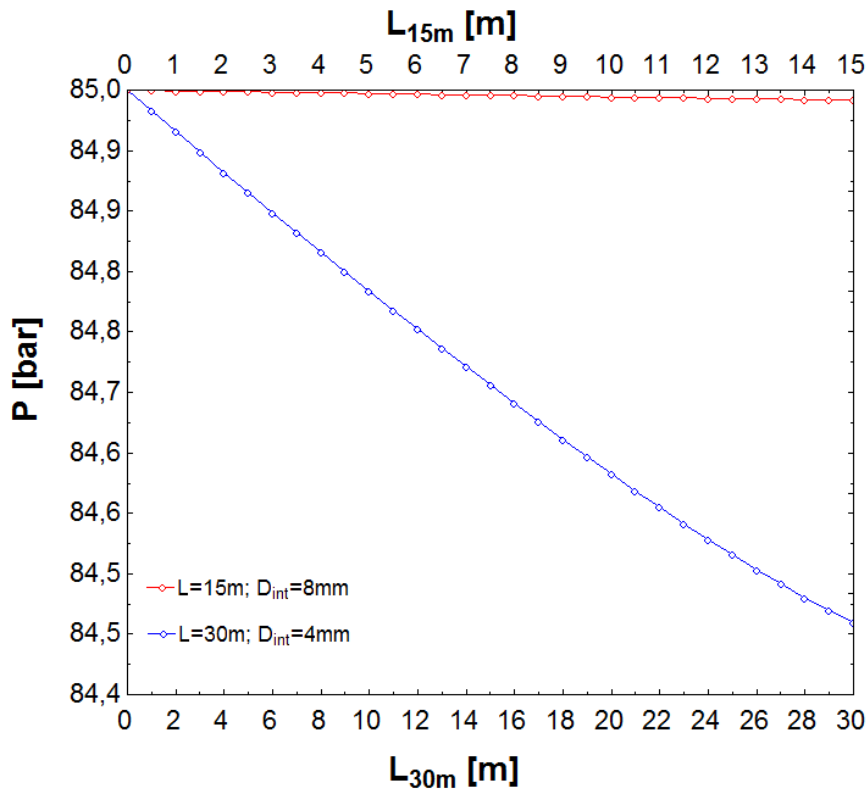


Figura 50: Evolução da pressão ao longo do *gascooler* para dimensões diferentes.

### 5.3.3 Variação do comprimento do evaporador com o nº de alhetas e perda de carga no ar

O evaporador possui um único tubo alhetado, onde as alhetas são aproximadas a uma geometria circular (alhetas aproximadas como sendo discos). É importante saber em que medida o número de alhetas por metro de comprimento de tubo influencia o seu comprimento total, de maneira a evaporar todo o caudal mássico de CO<sub>2</sub> que entra no evaporador no estado de líquido saturado.

É necessário encontrar uma boa premissa entre o número de alhetas e o comprimento necessário, pois é de evitar comprimentos de tubo exagerados, devido ao espaço estar limitado e isso acarretar perdas de carga superiores.

Considerou-se para todos os estudos efetuados 350 *alhetas/m* e, portanto, o espaço entre alhetas no tubo do evaporador é dado pela expressão:

$$\Delta_{L,alhetas} = \frac{1 - (e_{alhetas} \times p_{alhetas})}{p_{alhetas} - 1} = 2,564 \text{ mm} \quad (133)$$

onde  $e_{alhetas} = 0,3 \text{ mm}$  e  $p_{alhetas} = 350 \text{ alhetas/m}$ .

É também importante perceber a perda de carga que ocorre no ar ao atravessar, pelo exterior, o tubo alhetado. Quanto maior é o número de alhetas por unidade de comprimento, maior é a perda de carga no ar, como evidenciado na Figura 51. Isto deve-se ao fato de o espaço entre alhetas por onde o ar passa ser mais reduzido à medida que se aumenta o número de alhetas por unidade de comprimento do tubo.

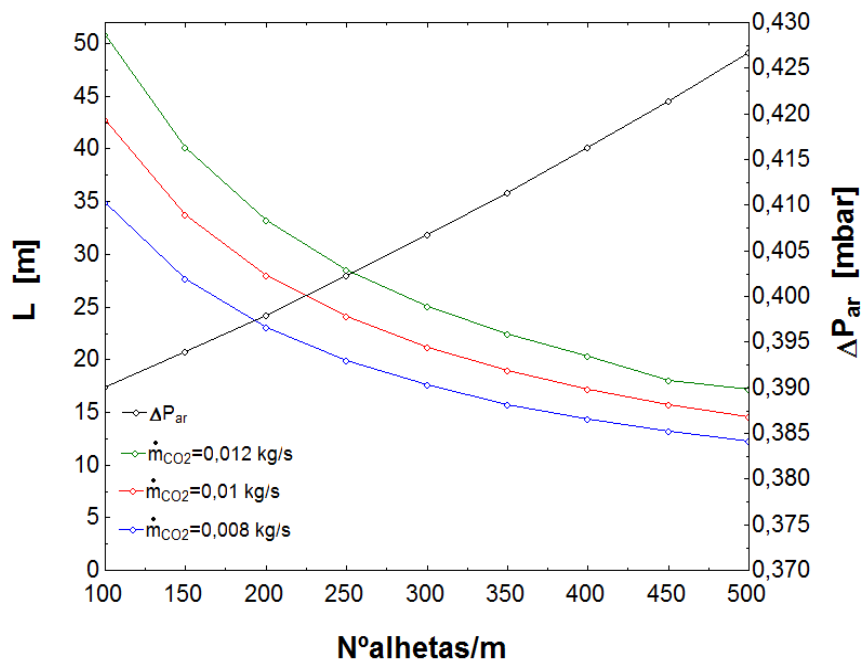


Figura 51: Variação do comprimento do evaporador e da perda de carga no ar com o número de alhetas/m.

### 5.3.4 Perda de carga no evaporador

Apesar de a perda de carga não ser contabilizada nos estudos da performance do sistema realizados, são apresentados alguns casos de maneira a procurar o caso mais crítico. O  $CO_2$ , à medida que vai escoando pelo tubo do evaporador, passa por diversas fases, conforme o título  $x$  e o caudal mássico por unidade de área de secção transversal da conduta. Conforme as equações apresentadas no Capítulo 3, é possível verificar que, para um maior caudal de fluido operante a escoar pelo evaporador, maiores são as perdas de carga, tal como acontece no *gascooler*.

O caudal mássico máximo a circular neste estudo está fixado em 0,0175 kg/s, e assim o valor limite superior do caudal mássico de líquido saturado a circular no evaporador, tomará este valor.

Para este valor de caudal mássico foram realizados alguns estudos de maneira a prever a perda de carga no CO<sub>2</sub> ao longo do tubo do evaporador para condições de temperatura de evaporação do CO<sub>2</sub> e temperaturas ambiente diferentes.

Com a variação da temperatura de evaporação e da temperatura ambiente é natural uma necessidade de comprimento de tubo diferente para evaporar todo o CO<sub>2</sub> líquido saturado. Por isso a perda de carga é apresentada por unidade de comprimento de tubo para se poder comparar de igual forma todas as situações.

Com a diminuição da temperatura ambiente é possível concluir que é necessário um comprimento de tubo maior, e isso vai-se refletir numa perda de carga maior, como apresentado na Tabela 14.

**Tabela 14: Variação do comprimento do evaporador e respetiva perda de carga para diferentes  $T_{amb}$ .**

$T_{ambiente}(^{\circ}C)$	$T_{evap}(^{\circ}C)$	$L(m)$	$\Delta P(bar)$
10	-5	22,587	0,326
5	-5	32,977	0,470
0	-5	63,772	0,894

No entanto, quando o estudo é feito em comparação, com a perda de carga apresentada por unidade de comprimento, conclui-se que a diminuição da temperatura ambiente influencia pouco a perda de carga, conforme evidenciado na Figura 52 a).

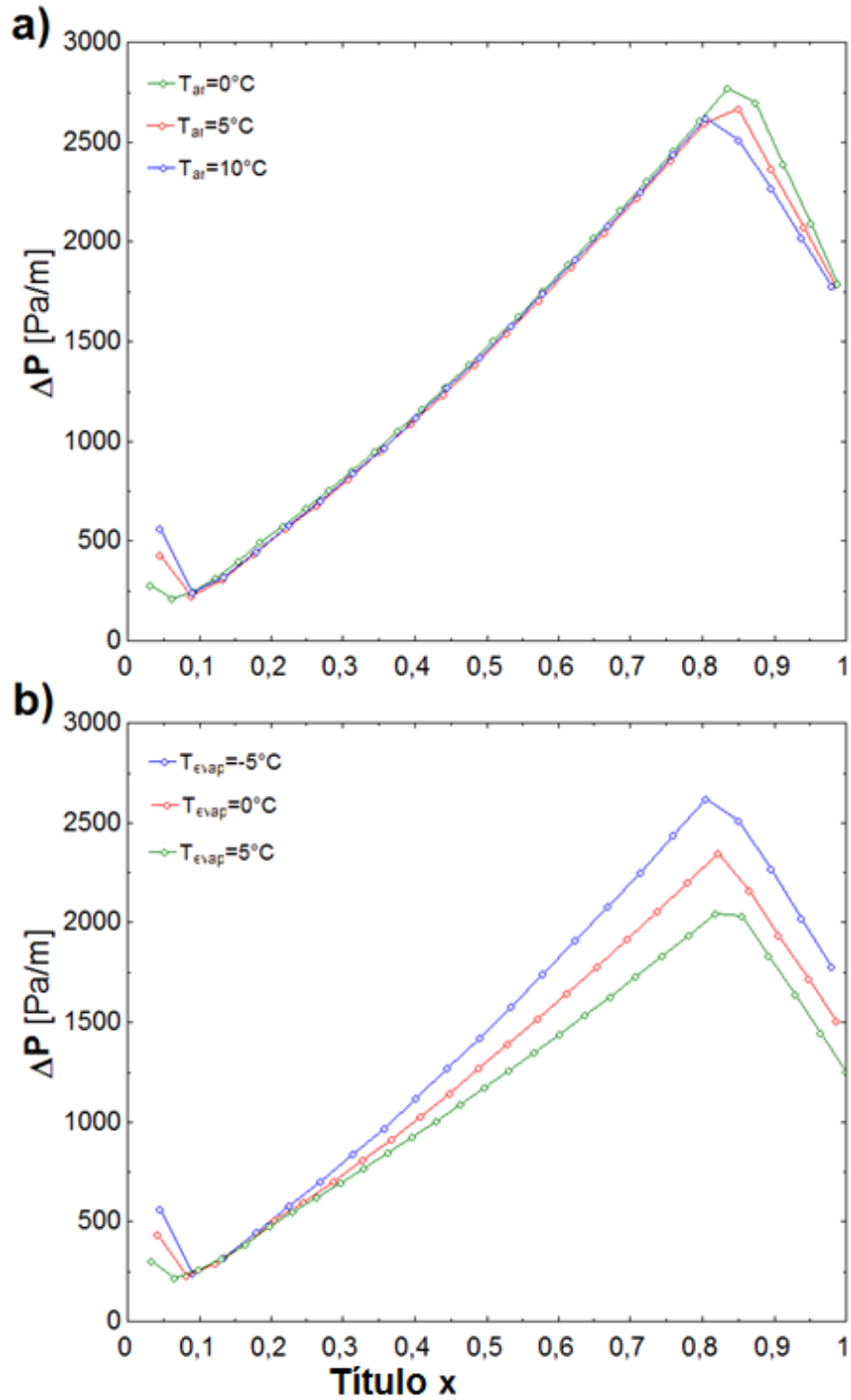


Figura 52: a) Perda de carga à medida que o título  $x$  no evaporador aumenta, para diferentes  $T_{amb}$ , com a  $T_{evap} = -5^\circ\text{C}$  e  $G = 348 \text{ kg/s m}^2$ ; b) Perda de carga à medida que o título  $x$  no evaporador aumenta, para diferentes  $T_{evap}$ , com a  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$  e  $G = 348 \text{ kg/s m}^2$ .

Com a diminuição da temperatura de evaporação, para uma mesma temperatura ambiente, conclui-se que é necessário um menor comprimento de tubo para passar todo o líquido saturado para vapor saturado, conforme apresentado na Tabela 15.

**Tabela 15: Variação do comprimento do evaporador e respetiva perda de carga para diferentes  $T_{evap}$ .**

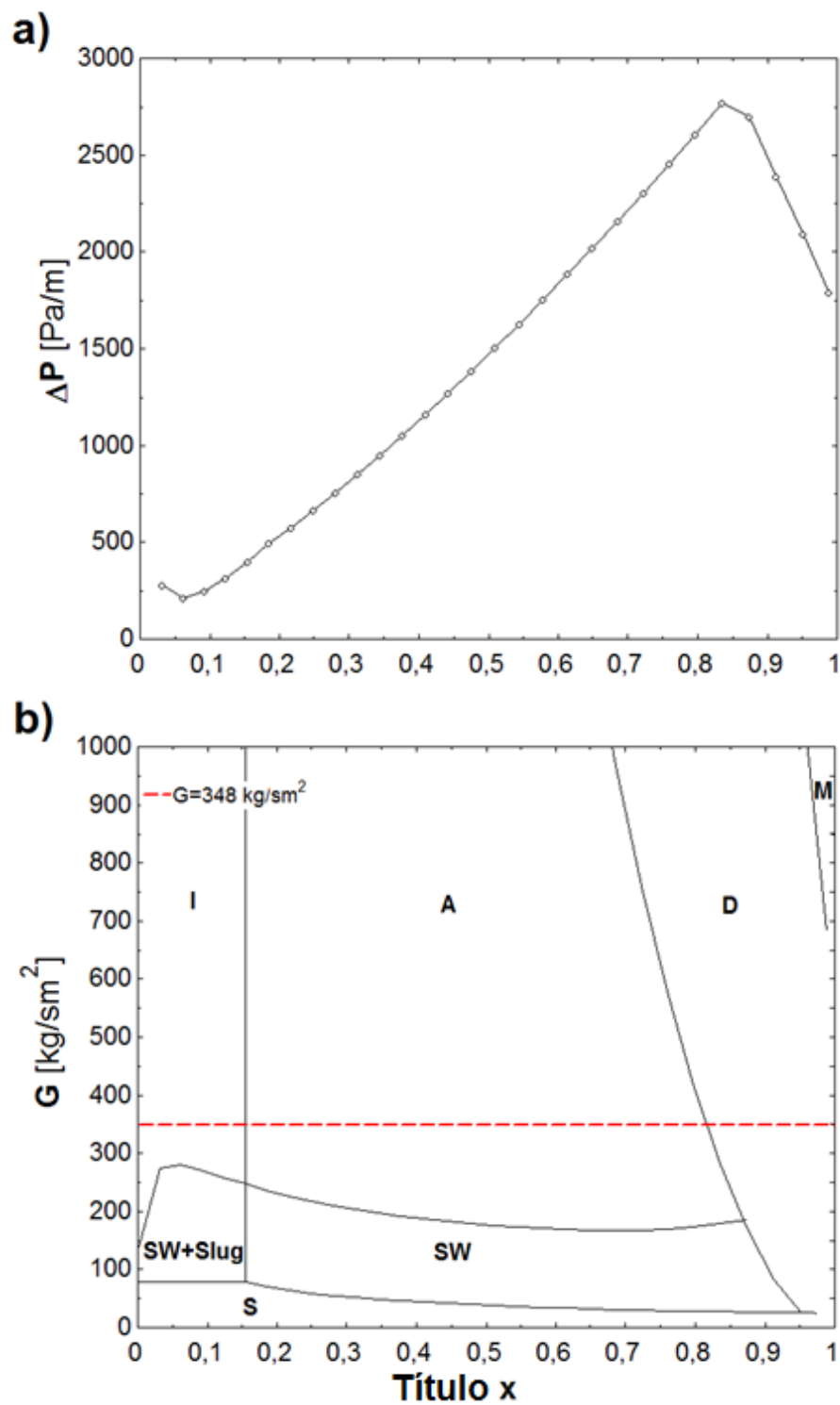
$T_{evap}(^{\circ}\text{C})$	$T_{amb}(^{\circ}\text{C})$	$L(m)$	$\Delta P(bar)$
5	10	58,019	0,653
0	10	31,687	0,403
-5	10	22,587	0,326

Quando a perda de carga é apresentada por unidade de comprimento, a conclusão é diferente. É tanto maior quanto menor for a temperatura de evaporação, sendo que o pico máximo difere em aproximadamente  $300 \text{ Pa/m}$ , para os 3 diferentes casos, como evidenciado no gráfico da Figura 52 b).

A perda de carga máxima que seria de esperar para este estudo aconteceria com as seguintes condições (ver Figura 53 a)):

- $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$
- $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$
- $\Delta P (bar) = 0,894 \text{ bar}$

O trajeto do fluido operante no evaporador para este caso crítico é retratado na Figura 53 b)



- **Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo do evaporador**

O coeficiente de transferência de calor por convecção atinge o máximo para um estado de evaporação avançado, isto é, quando o fluido operante já se encontra praticamente todo no estado de vapor saturado. O ponto máximo coincide com a transição entre o regime A e D. A partir desse ponto o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção sofre um declínio brusco até valores mínimos.

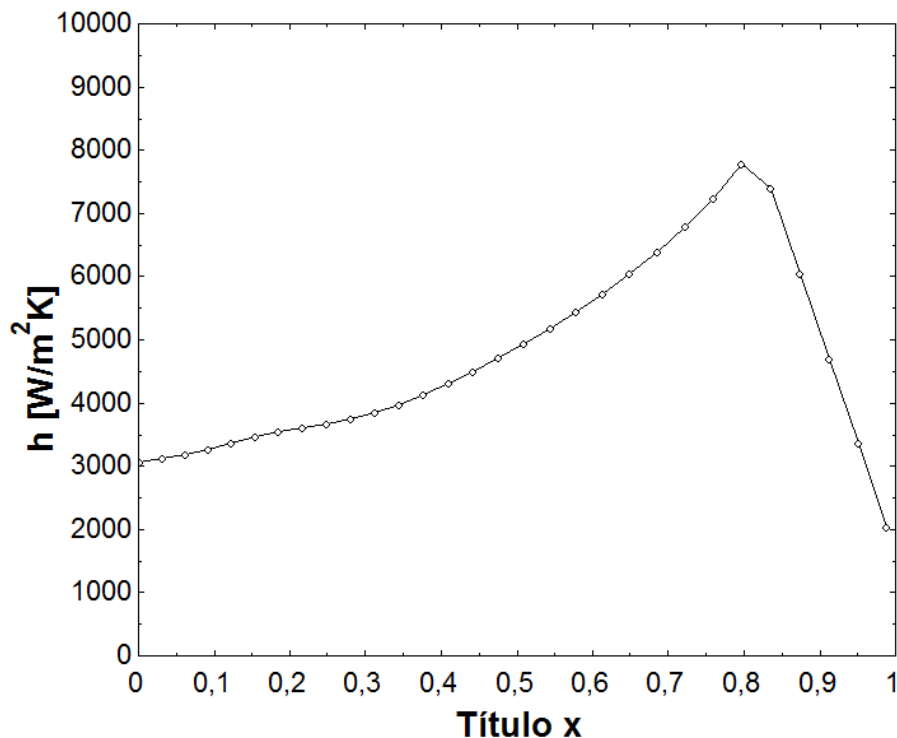


Figura 54 – Evolução do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo do evaporador para as mesmas condições da Figura 53.

## 5.4 Melhoria das condições de funcionamento

### 5.4.1 Variação do COP com o caudal mássico de CO<sub>2</sub>

A potência de aquecimento fornecida pelo fluido operante à água ronda valores na ordem dos 4000 W, na generalidade das bombas de calor.

Para a modelação do sistema foram adotados alguns valores de caudais mássicos que proporcionem registos de potência próximos aos comuns. Através de um cálculo

simples é possível ter a noção da ordem de grandeza a utilizar para o caudal mássico de  $\text{CO}_2$ .

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_{\text{CO}_2,75^\circ\text{C}} - h_{\text{CO}_2,15^\circ\text{C}}) \quad (134)$$

Com o fluido operante pressurizado até 100 bar, com  $\dot{Q} = 4000\text{W}$  e com a temperatura da água à entrada do *gascooler* fixada em  $15^\circ\text{C}$  e à saída em  $75^\circ\text{C}$ , temos:

- $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0,0173 \text{ kg/s}$

Partindo deste valor, foi realizado um estudo com valores semelhantes, para ver a sua influência na performance da instalação.

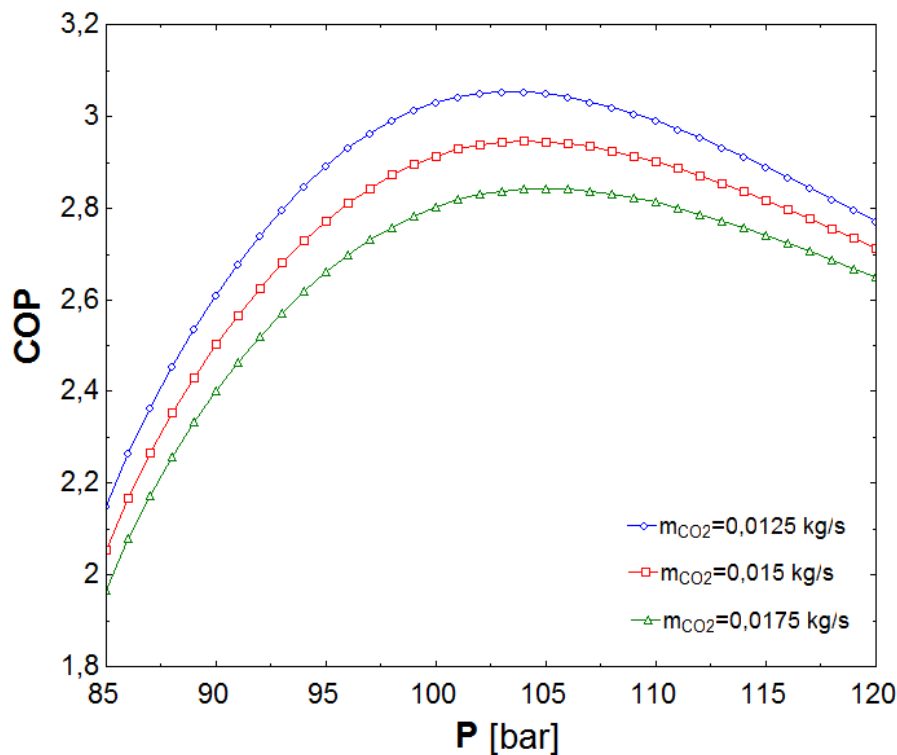


Figura 55: Variação do COP com o caudal mássico de  $\text{CO}_2$ , a uma  $T_{\text{amb}} = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{água,out}} = 75^\circ\text{C}$ .

Concluiu-se que para o mesmo comprimento de tubo no *gascooler* (15 m), o COP do sistema aumenta com a diminuição do caudal mássico, como se pode visualizar através da Figura 55.

Tabela 16: COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para os diferentes caudais mássicos, a uma  $T_{\text{amb}} = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{água,out}} = 75^\circ\text{C}$ .

$\dot{m}_{\text{CO}_2}(\text{kg/s})$	$\text{COP}_{\text{máx}}$	$P_{\text{otm}}(\text{bar})$
0,0125	3,053	103
0,015	2,946	104
0,0175	2,842	105



De acordo com a Tabela 16, verifica-se que a pressão ótima é ligeiramente menor à medida que o caudal mássico de CO<sub>2</sub> é reduzido.

- **Variação da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> com a pressão de trabalho no *gascooler***

Um dado importante a avaliar é a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> após a troca de calor com a água e em que medida esse valor varia aquando da alteração das pressões de trabalho no *gascooler*. A temperatura de saída do CO<sub>2</sub> é um dado importante porque é através dele que indiretamente se avalia o estado do título  $x$  após a passagem pela válvula de expansão e posteriormente se calcula o caudal mássico de CO<sub>2</sub> líquido saturado a circular pelo evaporador, sendo que é este um dos dados que permite dimensionar o comprimento de tubo de evaporador.

Pela visualização da Figura 56 para todas as condições estudadas a tendência da curva é a mesma. Para pressões no *gascooler* mais baixas a tendência é a curva manter-se estável, com uma variação praticamente nula, notando-se uma variação mais acentuada nas gamas de pressão intermédias. Pelo comportamento da curva é possível concluir que a variação irá estagnar para pressões elevadas em valores sempre acima de 15°C (temperatura de entrada de água). Para diferentes caudais de fluido operante o valor de  $T_{CO_2,out}$  é próximo para pressões no *gascooler* reduzidas. À medida que se aumenta a pressão de trabalho, a diferença passa a ser notória.

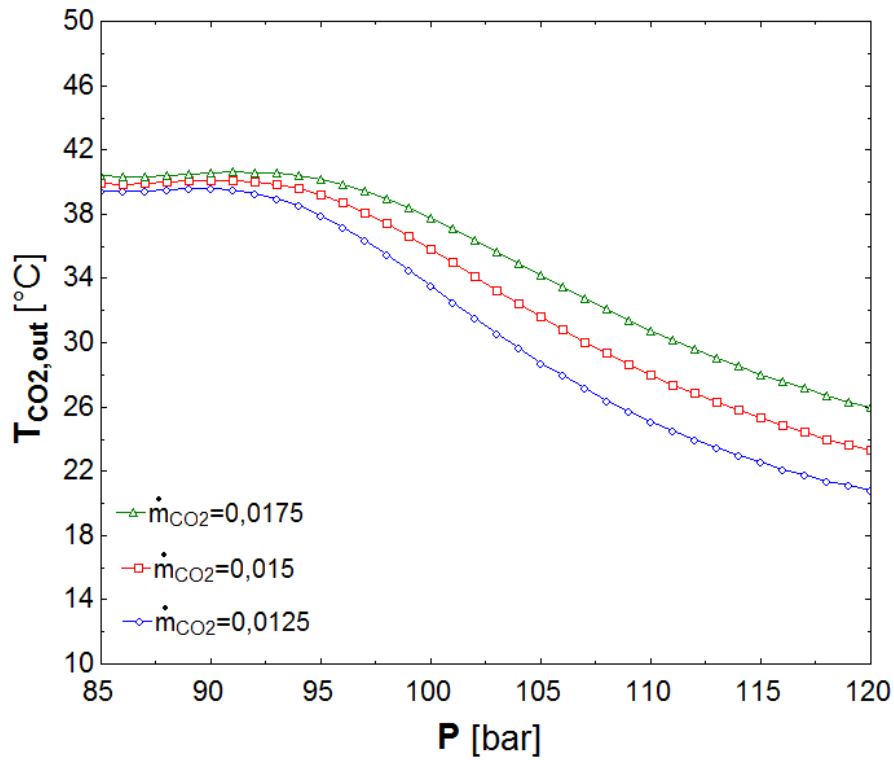


Figura 56: Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes caudais mássicos de CO<sub>2</sub> a uma  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$  e  $T_{\acute{a}gua,out} = 75^\circ\text{C}$ .

#### ▪ Diagramas P-h e T-s

Através da Figura 57 é possível ver a diferença entre os diagramas P-h e T-s quando o caudal mássico de CO<sub>2</sub> varia. Os diagramas foram traçados com o valor de pressão ótimo para os diferentes casos.

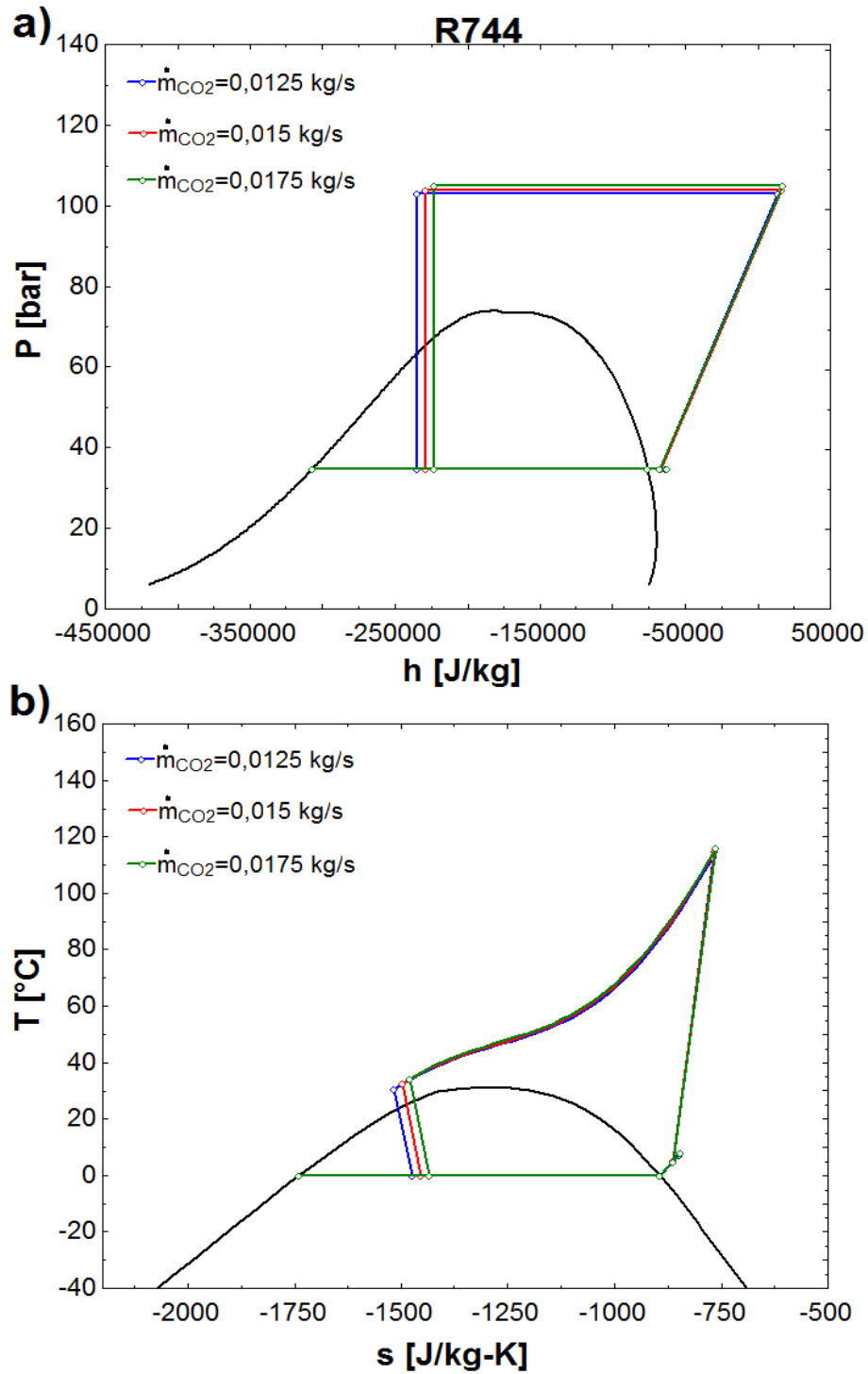


Figura 57: a) Diagrama P-h, pressão ótima no *gascooler*,  $P_{evap} = 35\text{bar}$ ,  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{água},out} = 75^\circ\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores.

- Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo

Como já foi referido, o comprimento do tubo do *gascooler* é fixado em 15 metros e, consoante as diversas condições de pressão e caudal de  $\text{CO}_2$ , o caudal de água a circular na zona anular no início do ciclo vai variar, conforme retratado na Figura 58.

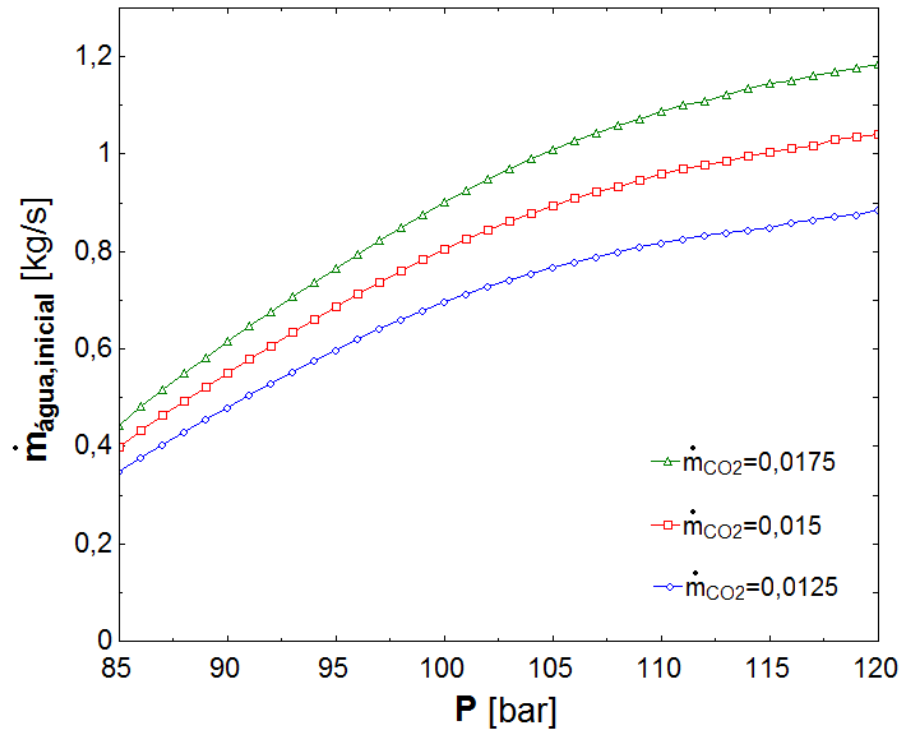


Figura 58: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 55.

Isto reflete-se no tempo de aquecimento de toda a água presente no reservatório, seja ele de que capacidade for. Um  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0,0125 \text{ kg/s}$ , apesar de permitir um COP mais elevado, proporciona um aquecimento do reservatório de água mais demorado.

Com  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0,0125 \text{ kg/s}$  conclui-se que o ciclo é mais eficiente e, portanto, a partir daqui todos os estudos serão realizados com este valor de caudal mássico de  $\text{CO}_2$ .

#### 5.4.2 Variação do COP com a temperatura de saída da água do *gascooler*

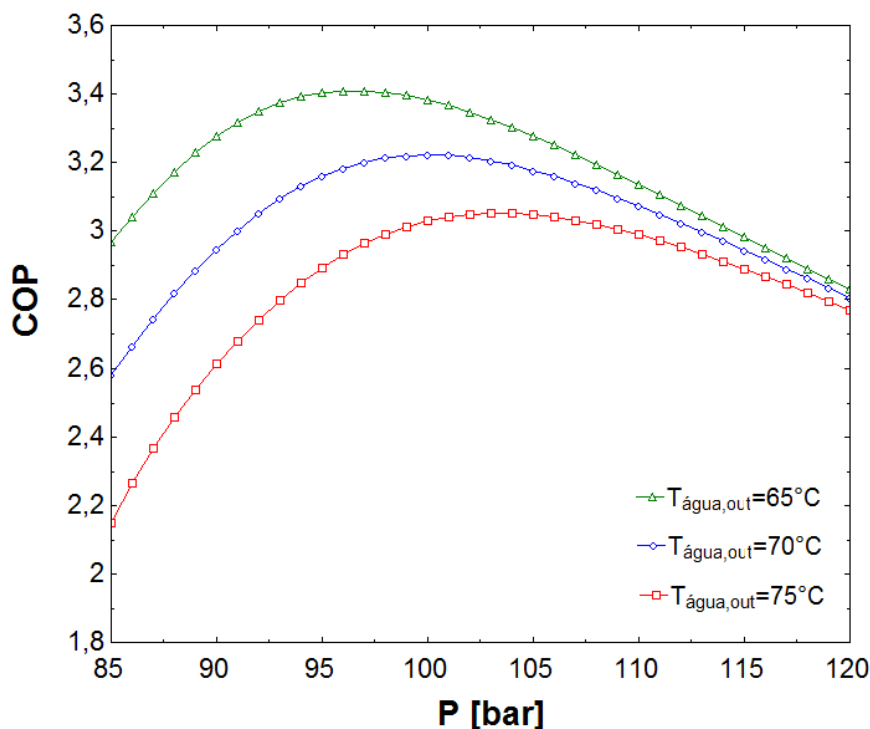


Figura 59: Variação do COP com a temperatura de saída de água do *gascooler*, a uma  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ .

Um aquecimento de água até valores superiores causa uma perda significativa na performance do sistema, visível na Figura 59 e a pressão ótima é atingida quando as pressões de trabalho no *gascooler* são superiores, conforme mostrado na Tabela 17.

Tabela 17: COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes temperaturas de saída de água, a uma  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ .

$T_{\text{água,out}}(^{\circ}\text{C})$	$COP_{\text{máx}}$	$P_{\text{otm}}(\text{bar})$
65	3,409	96
70	3,222	100
75	3,053	103

Conclui-se também que, para pressões no *gascooler* menores, a diferença no COP da instalação entre os diferentes valores de  $T_{\text{água,out}}$  é muito mais sentida, dissipando-se para pressões elevadas, onde a diferença pouco se faz notar.

- **Variação da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> com a pressão de trabalho no *gascooler***

A diferença de temperaturas de saída do CO<sub>2</sub> é evidente para os diferentes valores de temperatura de saída de água, sendo que para pressões intermédias a discrepância é ainda maior (Figura 60). Quando o objetivo é ter temperaturas de água mais elevadas são de esperar temperaturas do CO<sub>2</sub> à saída do *gascooler* maiores, ou seja, o calor é trocado com a água ao longo de um intervalo de temperatura menor, resultando numa menor diferença de entalpia do CO<sub>2</sub> no permutador de calor, que proporciona um COP menor, como evidenciado anteriormente.

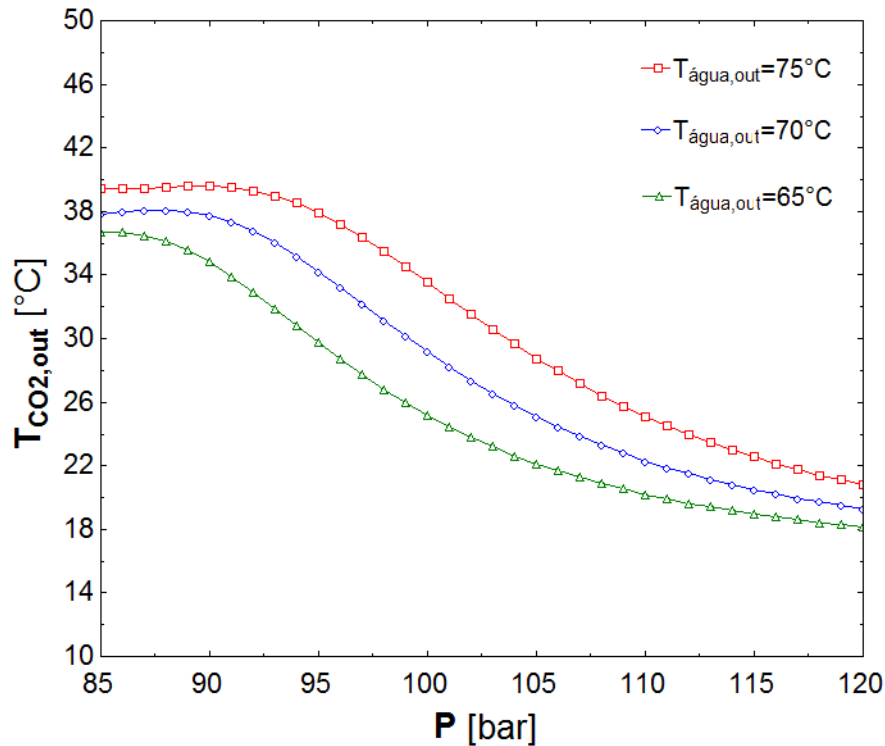


Figura 60: Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes  $T_{água,out}$  a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}C$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}C$ .

#### ▪ Diagramas P-h e T-s

Através da Figura 61 é possível observar a diferença entre os diagramas P-h e T-s quando a  $T_{água,out}$  varia. Os diagramas foram traçados com o valor de pressão ótimo para os diferentes casos.

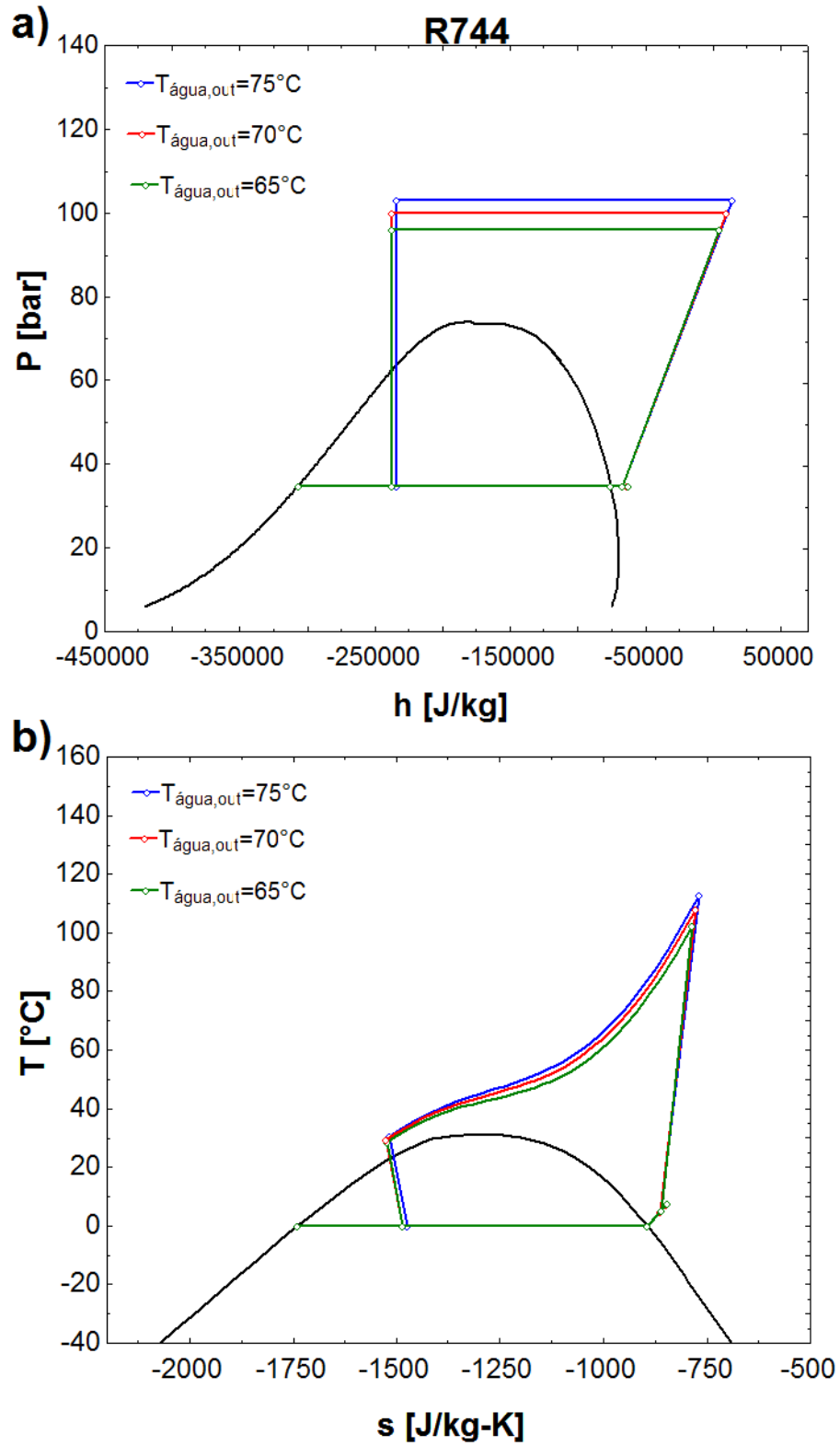


Figura 61: a) Diagrama P-h, pressão ótima no *gascooler*,  $P_{evap} = 35\text{bar}$ ,  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ ;  
b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores.

### ▪ Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo

O aquecimento de toda a água de um reservatório até temperaturas superiores leva a um tempo de aquecimento maior, pois o caudal de água a circular pela zona anular do *gascooler* será menor, conforme a Figura 62.

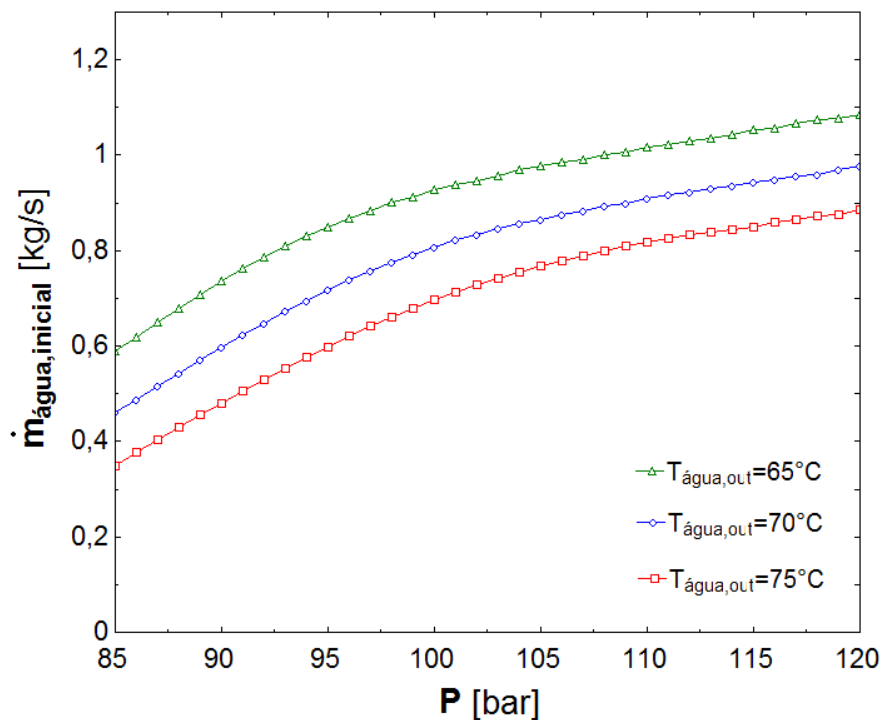


Figura 62: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 59.

A partir daqui todos os estudos serão realizados com o valor de  $T_{\text{água, out}}$  fixado em  $75^{\circ}\text{C}$ .

### 5.4.3 Variação do COP com a temperatura ambiente

Fixando a temperatura de evaporação em  $-5^{\circ}\text{C}$ , a performance do sistema não é muito afetada com a variação da temperatura ambiente. A partir dos 105 *bar* no *gascooler*, a variação do COP não é notada.

À pressão mínima, fixada em 85 *bar*, a diferença entre as curvas de COP é máxima. Subindo a temperatura ambiente de  $5^{\circ}\text{C}$  para  $10^{\circ}\text{C}$  o COP é elevado em cerca de 2,6%, como mostra a Figura 63 a).



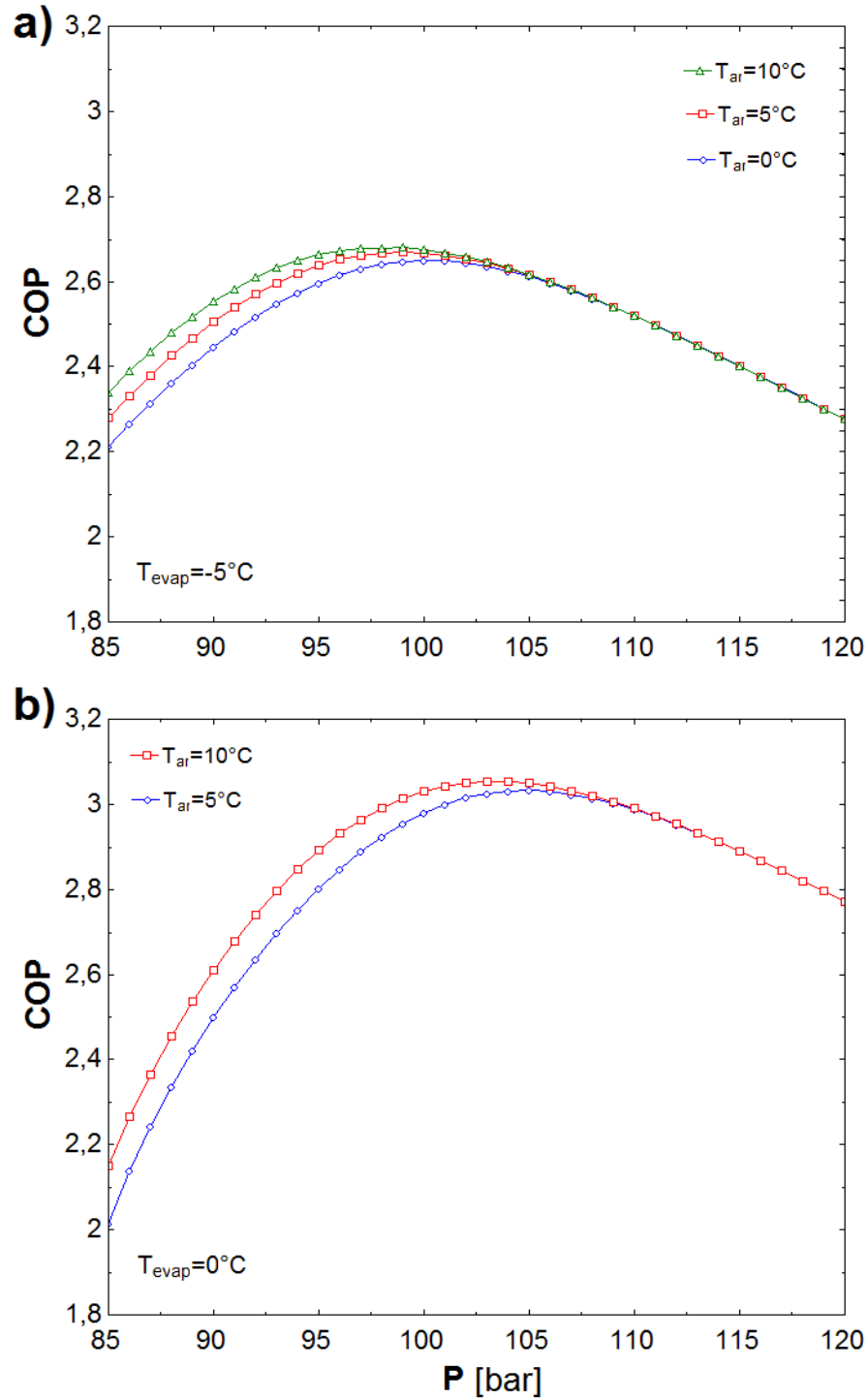


Figura 63: a) Variação do COP com a  $T_{amb}$ , a uma  $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ ; b) Variação do COP com a  $T_{amb}$ , a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ .

As pressões ótimas para as diversas temperaturas ambiente são aproximadamente as mesmas, ver Tabela 18.

Fixando a temperatura de evaporação em  $0^{\circ}\text{C}$ , o comportamento é ligeiramente diferente, uma vez que a variação do COP para as diferentes temperaturas ambiente deixa de ser notada para pressões de trabalho no *gascooler* mais elevadas, particularmente acima dos 110 *bar*.

Tal como no caso anterior, a diferença máxima ocorre à pressão mínima. A diferença é de 6,6% quando se sobe a temperatura ambiente de  $5^{\circ}\text{C}$  para  $10^{\circ}\text{C}$ , como evidenciado na Figura 63 b).

As pressões ótimas para as diferentes temperaturas ambiente sofrem uma alteração mais evidenciada relativamente ao caso anterior. Os valores podem ser vistos na Tabela 19.

**Tabela 18:** COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes  $T_{amb}$ , a uma  $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ .

$T_{amb}(^{\circ}\text{C})$	$COP_{m\acute{a}x}$	$P_{otm}(\text{bar})$
0	2,650	100
5	2,668	99
10	2,679	99

**Tabela 19:** COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes  $T_{amb}$  a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ .

$T_{amb}(^{\circ}\text{C})$	$COP_{m\acute{a}x}$	$P_{otm}(\text{bar})$
5	3,033	105
10	3,053	103

De acordo com a pesquisa realizada anteriormente no Capítulo 2, era de esperar uma variação no COP máximo mais evidente (ver Figura 17). Tal não acontece porque contrariamente ao evidenciado em (Wang et al., 2013), no presente estudo a temperatura de evaporação não acompanha a temperatura ambiente e portanto, a relação entre pressões (*gascooler* e evaporador) mantém-se contante, proporcionando uma variação no COP máximo praticamente impercetível.

#### ▪ Variação da temperatura de saída do $\text{CO}_2$ com a pressão de trabalho no *gascooler*

Na Figura 64, variando a temperatura ambiente o gráfico permanece praticamente inalterado, notando-se uma maior diferença para pressões no *gascooler* reduzidas/intermédias. Com o aumento da pressão no *gascooler* essa variação é negligenciada.

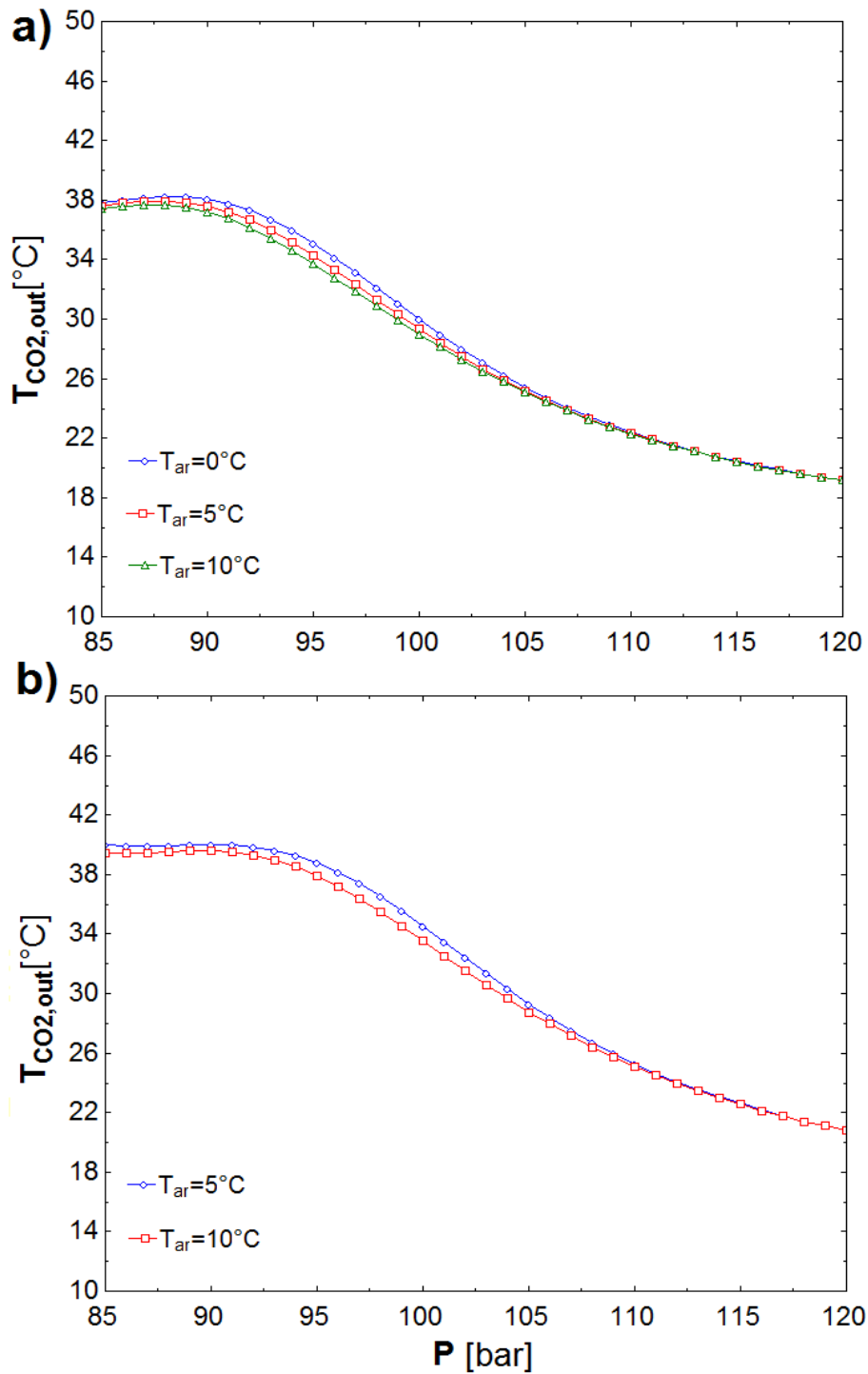


Figura 64: a) Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes temperaturas ambiente a uma  $T_{evap} = -5^{\circ}C$ ; b) Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes temperaturas ambiente a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}C$ .

Não é apresentada a diferença entre os diagramas P-h e T-s porque a variação da  $T_{amb}$  pouco altera a forma como os diagramas são traçados. Tal deve-se à semelhança entre as pressões ótimas e temperaturas de entrada e saída do CO<sub>2</sub> no *gascooler*.

### ▪ Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo

O caudal de água para iniciar o ciclo aumenta consoante se aumente a pressão no *gascooler*. Com temperaturas ambiente mais baixas, o caudal de água a passar na zona anular terá de ser mais reduzido para se atingir o mesmo objetivo de temperatura de saída de água, embora essa redução seja insignificante, sendo mesmo nula a partir de uma certa pressão de trabalho, como se verifica nos gráficos da Figura 65. Daqui se conclui que para pressões no *gascooler* reduzidas o tempo para aquecer toda a água do reservatório, quando a temperatura ambiente é baixa, é maior.

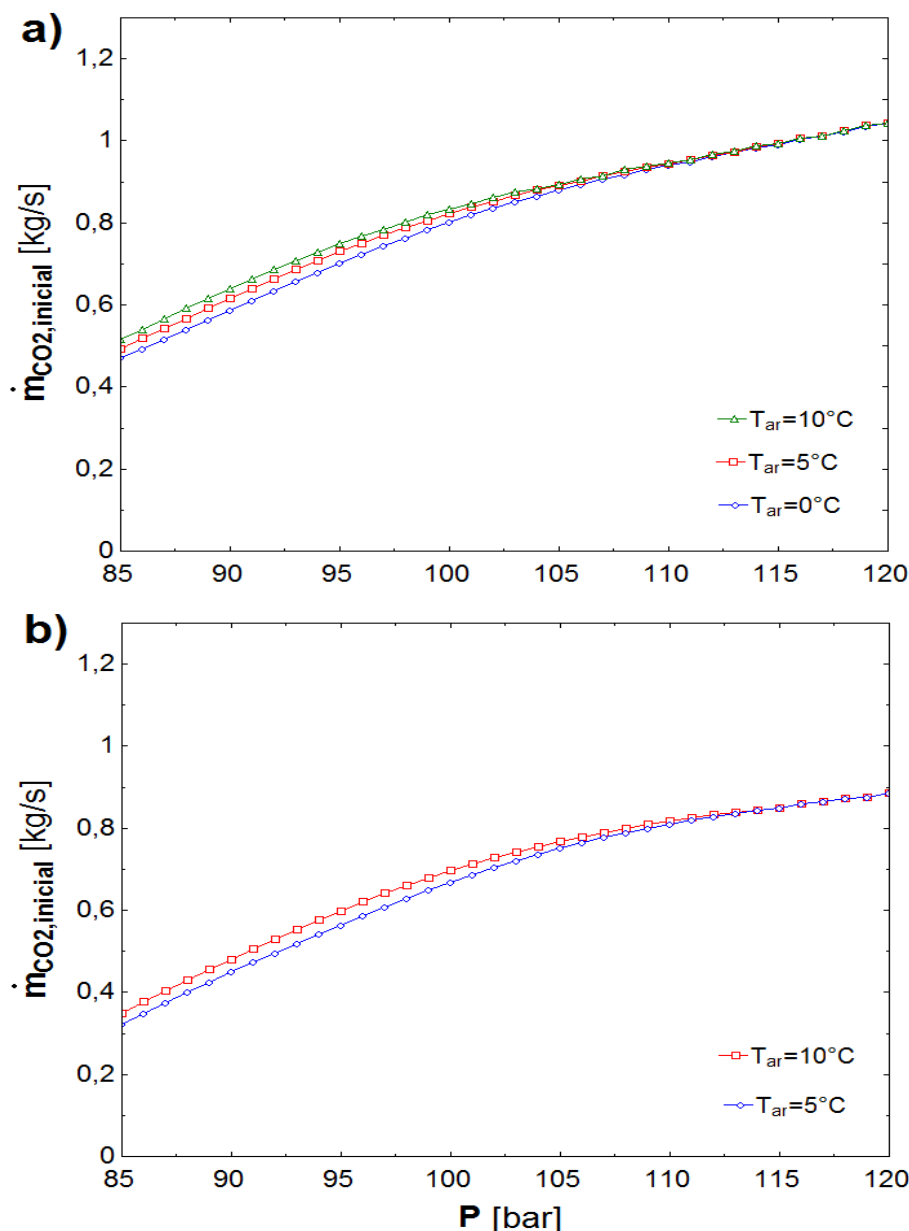


Figura 65: a) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 63 a); b) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 63 b).

#### 5.4.4 Variação do COP com a temperatura de evaporação

Este é um fator bastante importante, que influencia muito a performance do sistema. O COP atinge o seu ponto máximo a pressões de trabalho no *gascooler* superiores quando a temperatura de evaporação é mais alta. Esse pico de COP tem um valor mais alto para valores de temperatura de evaporação maiores, verificado através da Figura 66.

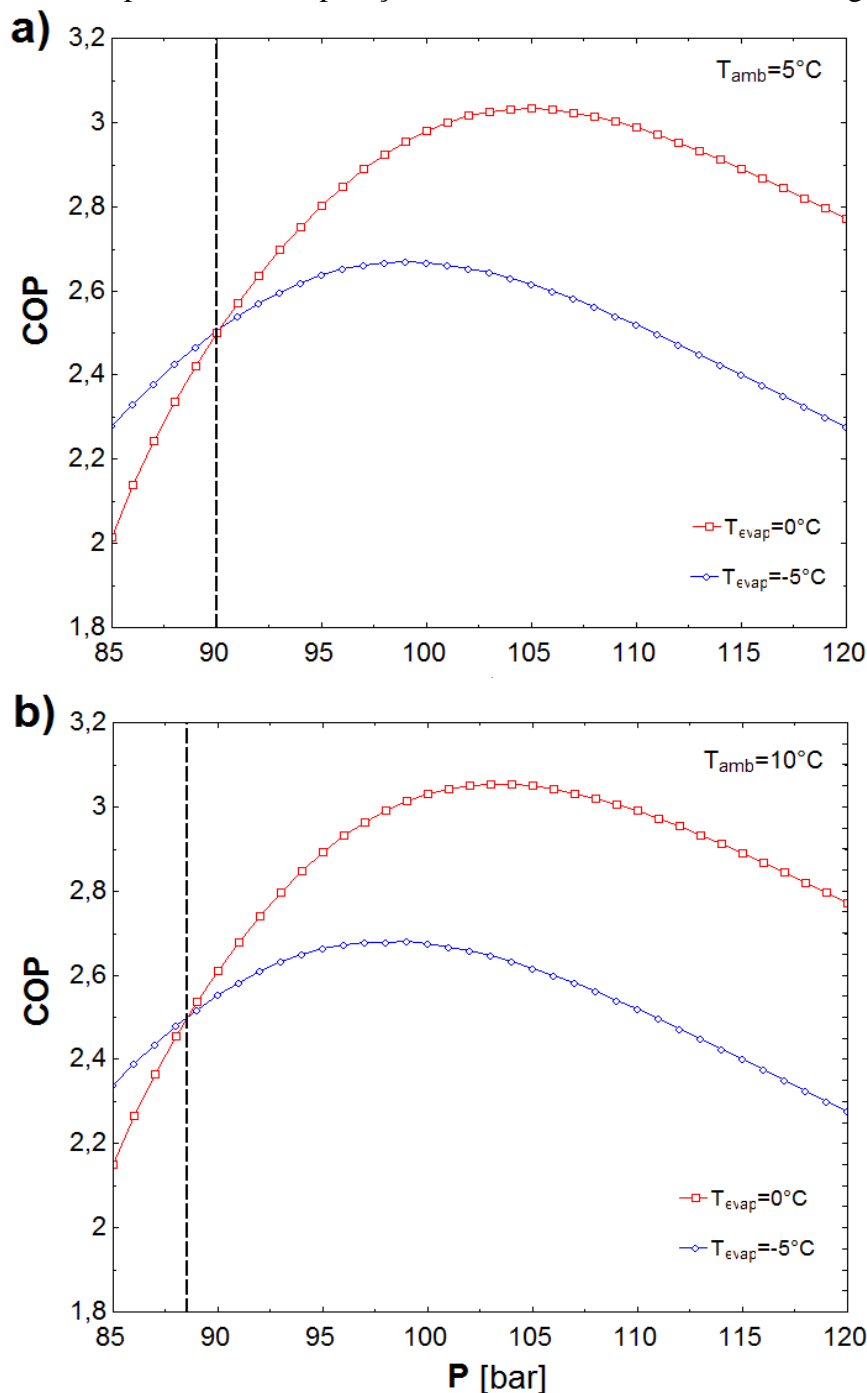


Figura 66: a) Variação do COP com a  $T_{evap}$ , a uma  $T_{amb} = 5^\circ\text{C}$ ; b) Variação do COP com a  $T_{evap}$ , a uma  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ .

Com pressões baixas, o COP do sistema é superior a temperaturas de evaporação mais reduzidas, tanto com a temperatura ambiente a 10°C como a 5°C. No entanto, quanto menor for a temperatura ambiente maior é a gama de pressões em que a curva do COP com a temperatura de evaporação em -5°C se sobrepõe à curva do COP a uma temperatura de evaporação de 0°C.

Com a temperatura ambiente a 10°C, o COP máximo sofre um aumento de 13,9% quando se eleva a temperatura de evaporação de -5°C para 0°C e um aumento de 13,7% quando a temperatura ambiente é de 5°C.

Tabela 20: COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes  $T_{evap}$  a uma  $T_{amb} = 5^{\circ}\text{C}$ .

$T_{evap} (^{\circ}\text{C})$	$COP_{m\acute{a}x}$	$P_{otm}(\text{bar})$
-5	2,668	99
0	3,033	105

Tabela 21: COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes  $T_{evap}$  a uma  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ .

$T_{evap} (^{\circ}\text{C})$	$COP_{m\acute{a}x}$	$P_{otm}(\text{bar})$
-5	2,679	99
0	3,053	103

- **Variação da temperatura de saída do  $\text{CO}_2$  com a pressão de trabalho no *gascooler***

Na Figura 67, para temperaturas de evaporação superiores, a variação de  $T_{\text{CO}_2, \text{out}}$  é praticamente nula até pressões mais elevadas no *gascooler*, e pela tendência da curva pode-se concluir que o valor de  $T_{\text{CO}_2, \text{out}}$  irá estagnar para valores de pressão mais elevados.

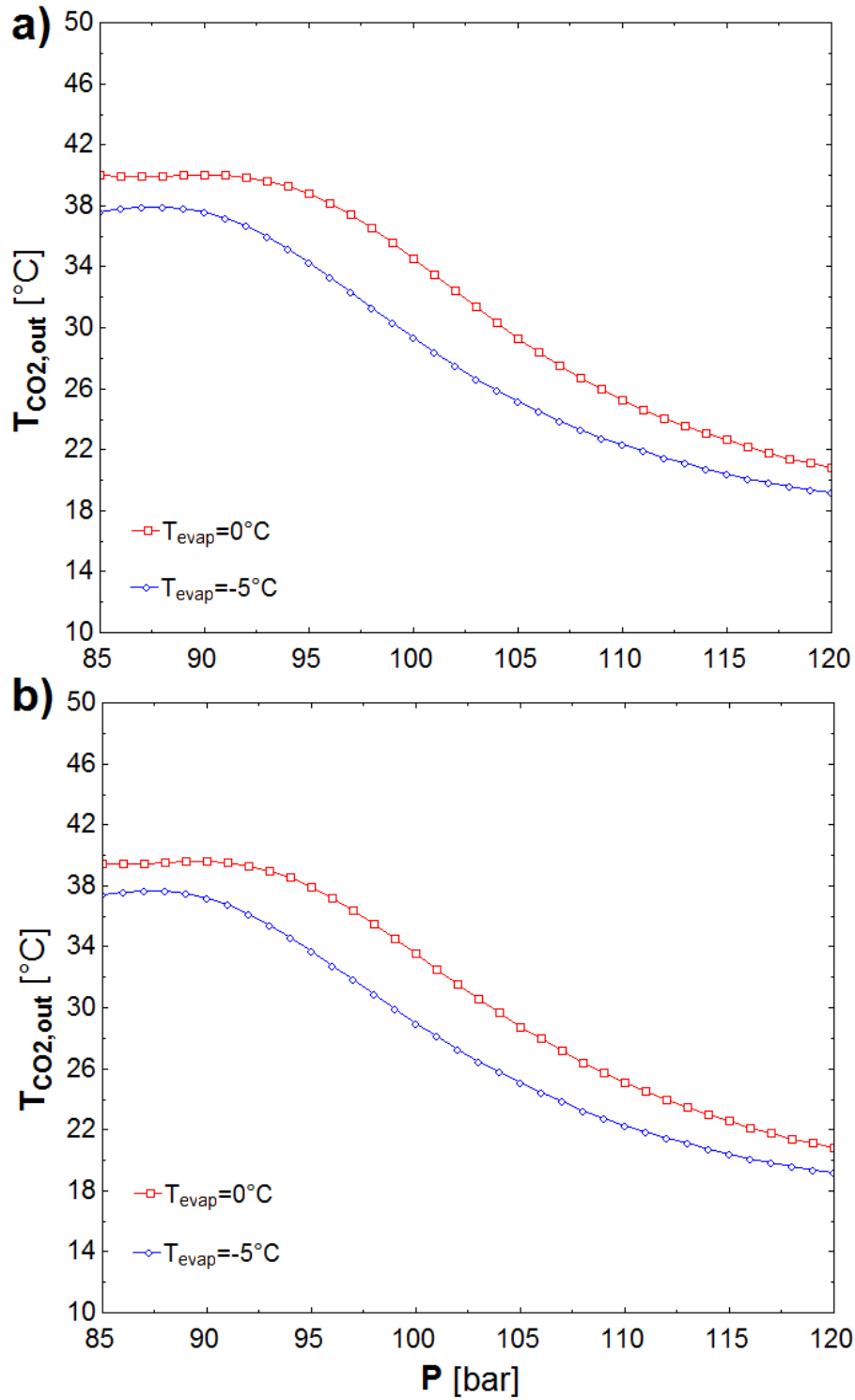


Figura 67: a) Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes temperaturas de evaporação, a uma  $T_{amb} = 5^\circ\text{C}$ ; b) Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes temperaturas de evaporação, a uma  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ .

### ▪ Diagramas P-h e T-s

Através da Figura 68 é possível ver a diferença entre os diagramas P-h e T-s quando a  $T_{evap}$  varia. Os diagramas foram traçados com o valor de pressão ótimo para os diferentes casos.

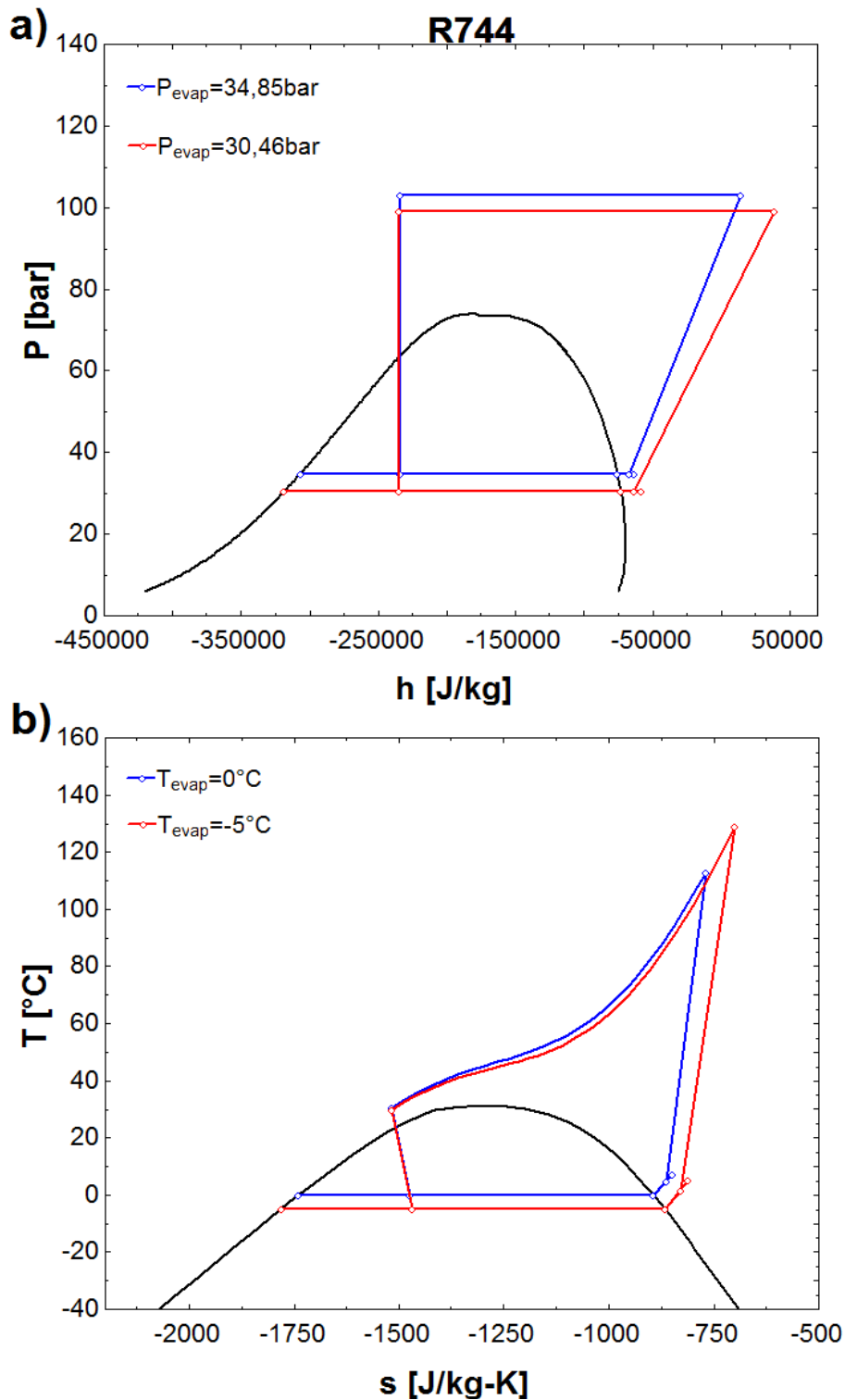


Figura 68: a) Diagrama P-h, pressão ótima no *gascooler*,  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores.



▪ **Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo**

Relativamente ao caudal de água inicial, a partir do gráfico da Figura 69 é possível concluir que para uma temperatura de evaporação maior é necessário um caudal mássico de água menor a circular na zona anular do *gascooler*. Assim, apesar do COP do sistema ser na maior parte das condições de pressão superior para uma temperatura de evaporação maior, o tempo de aquecimento do reservatório de água acaba por ser maior.

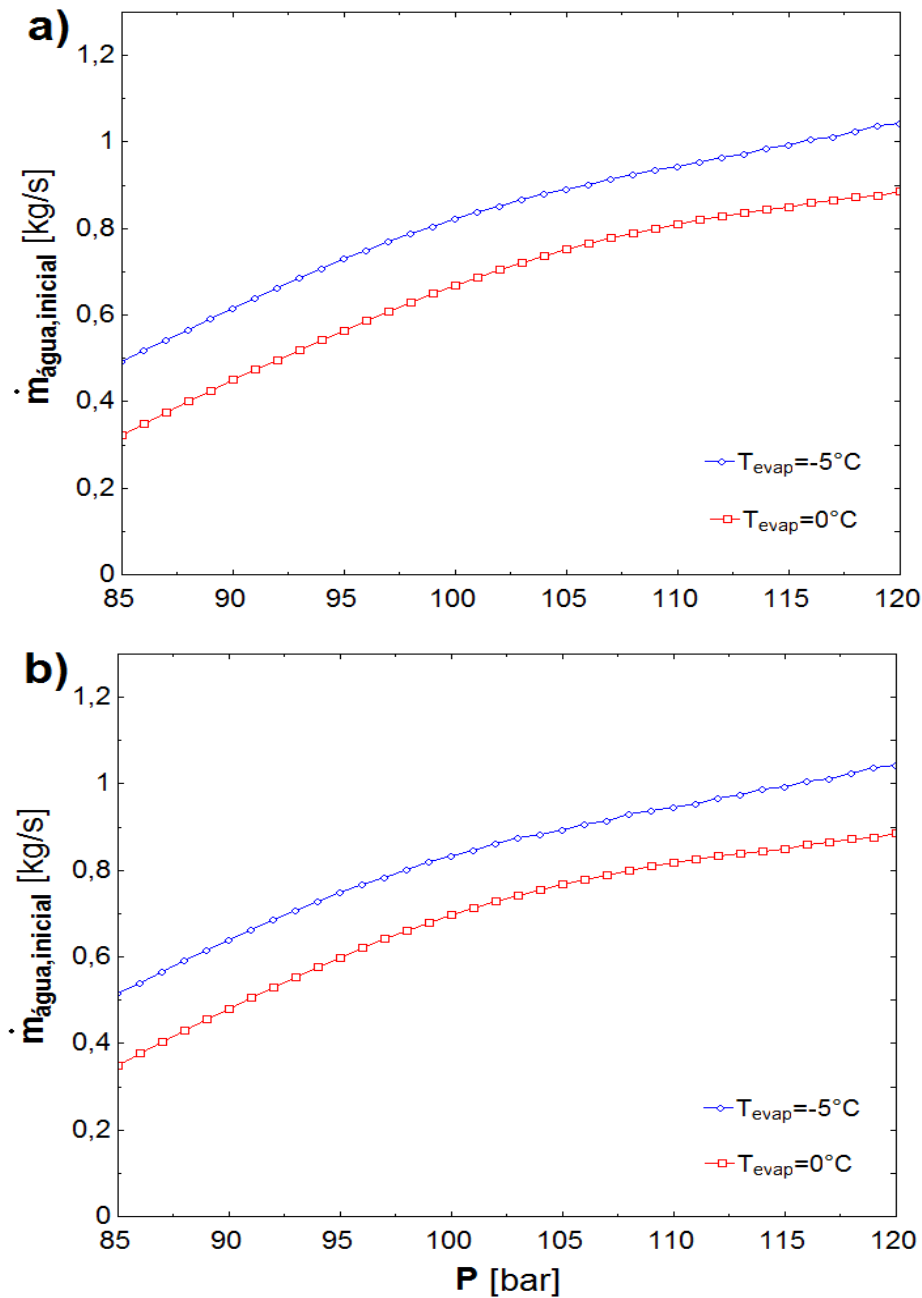


Figura 69: a) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 66 a); b) Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 66 b).

### 5.4.5 Variação do COP com a introdução de um IHX

O estudo da variação do COP com a introdução de um permutador de calor interno (IHX) foi realizado para uma temperatura de evaporação de  $0^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura ambiente de  $10^{\circ}\text{C}$ .

Através do gráfico da Figura 70 é possível verificar que, à medida que o comprimento do tubo do IHX aumenta o COP do sistema aumenta e o ponto máximo ocorre para pressões de trabalho no *gascooler* mais baixas. Para a pressão de trabalho mais baixa, ocorre um aumento de 47,4% quando se instala um IHX de 1 m no sistema, 52% com um IHX de 2 m e 53,4% com um IHX de 4 m.

Relativamente ao COP máximo, há um aumento de 6,6% com um IHX de 1 m, 8,5% com um IHX de 2 m e 9,4% com um IHX de 4 m.

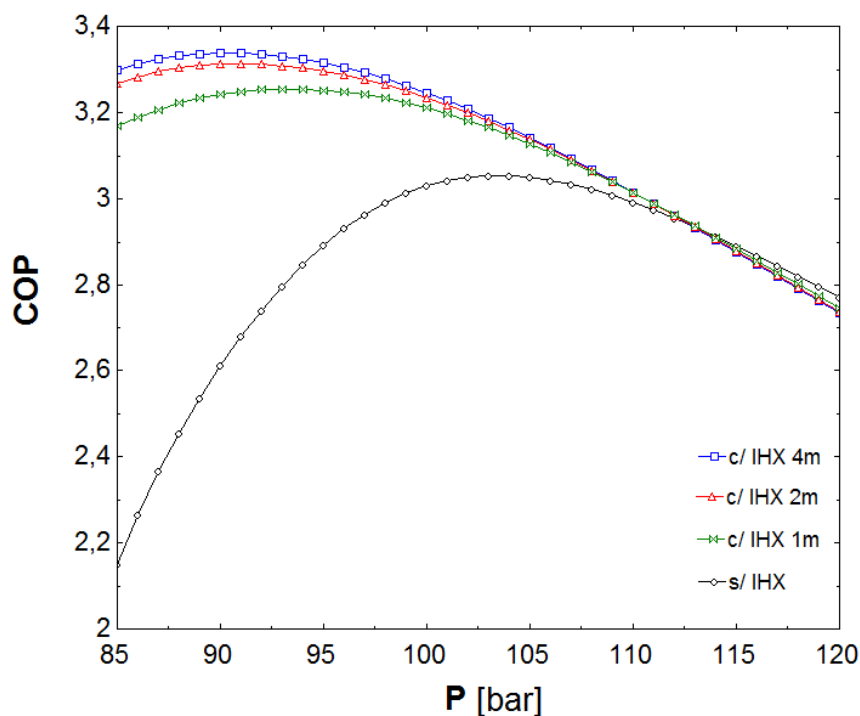


Figura 70: Variação do COP com a introdução de um IHX a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ .

É importante focar que, a partir de uma certa pressão de trabalho, a instalação de um IHX torna-se prejudicial para a performance do sistema, sendo necessário limitar a pressão no *gascooler* consoante as dimensões do IHX incorporado no sistema.

Na Figura 71 é possível verificar a pressão de trabalho máxima para os diferentes comprimentos de tubo no IHX. Conclui-se que para comprimentos de tubo maiores, maior será a pressão no *gascooler* em que se igualam os valores de COP com e sem IHX.

Tabela 22: COP máximo e respetiva pressão no *gascooler* para as diferentes  $L_{IHX}$  a uma  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ .

$L_{IHX} \text{ (m)}$	$COP_{m\acute{a}x}$	$P_{otm} \text{ (bar)}$
s/IHX	3,053	103
1	3,255	93
2	3,313	91
4	3,339	90

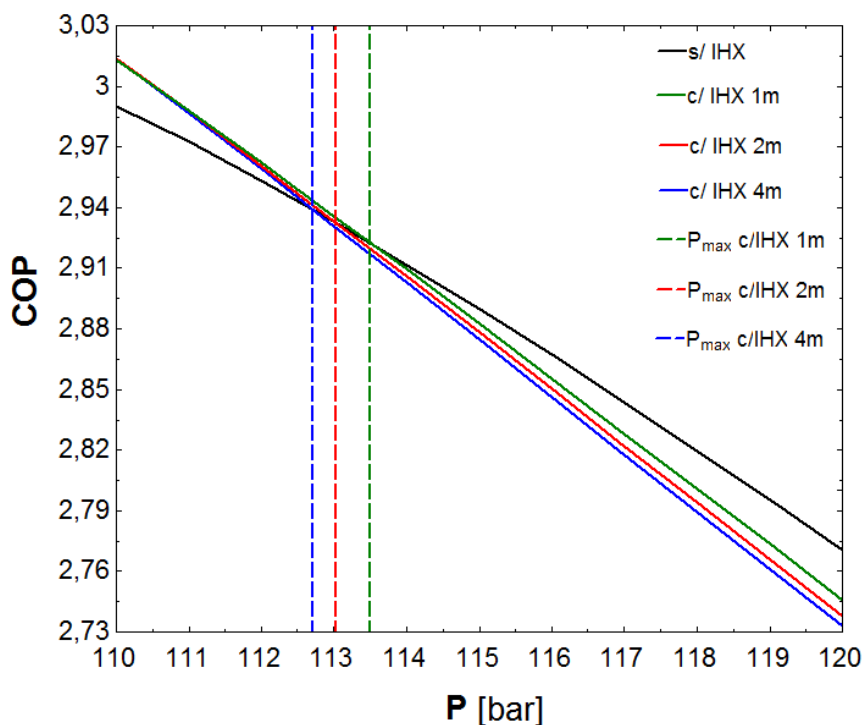


Figura 71: Variação do COP com a introdução de um IHX e respetivas pressões máximas, com as mesmas condições da Figura 70.

▪ **Variação da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> com a pressão de trabalho no *gascooler***

Através da Figura 72 constata-se que com a introdução de um IHX a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> é bastante reduzida. Quando a instalação não tem IHX, a variação de  $T_{CO_2,out}$  com a pressão de trabalho no *gascooler* é praticamente nula para pressões reduzidas e só a partir dos 95 bar é que há uma descida mais acentuada. Com a introdução de um IHX esse fenómeno é pouco evidente e quanto maior for o seu comprimento menores serão as temperaturas do CO<sub>2</sub> à saída do *gascooler*.

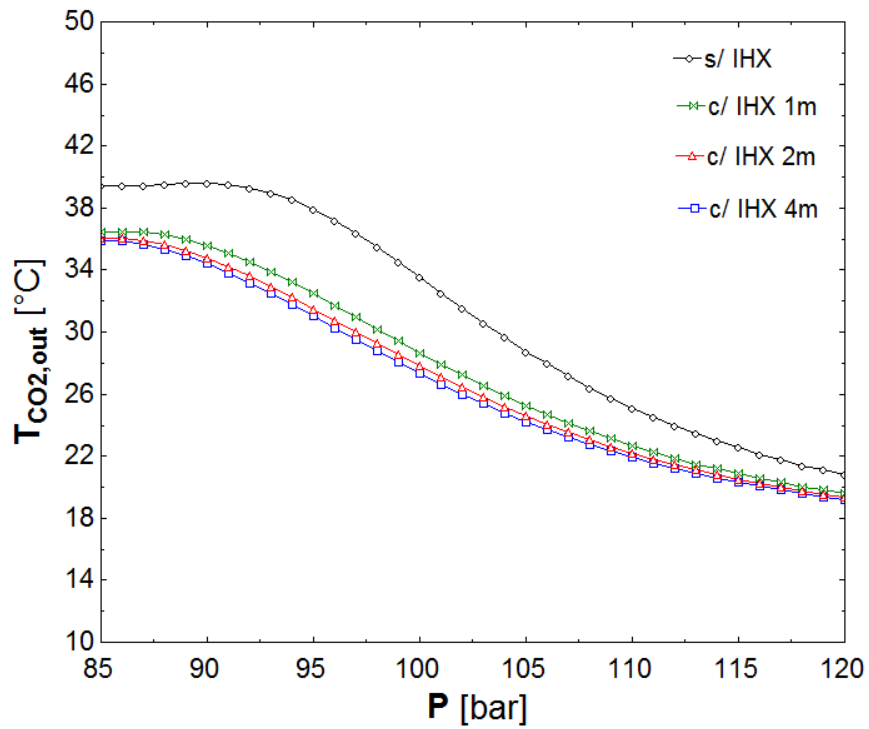


Figura 72: Variação da  $T_{out,CO_2}$  com a pressão no *gascooler*, para diferentes comprimentos de IHX, a uma  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$  e  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ .

#### ▪ Diagramas P-h e T-s

Através da Figura 73 é possível ver a diferença entre os diagramas P-h e T-s quando se introduz o IHX no sistema. Os diagramas foram traçados com o valor de pressão ótimo quando o sistema não tem IHX instalado.

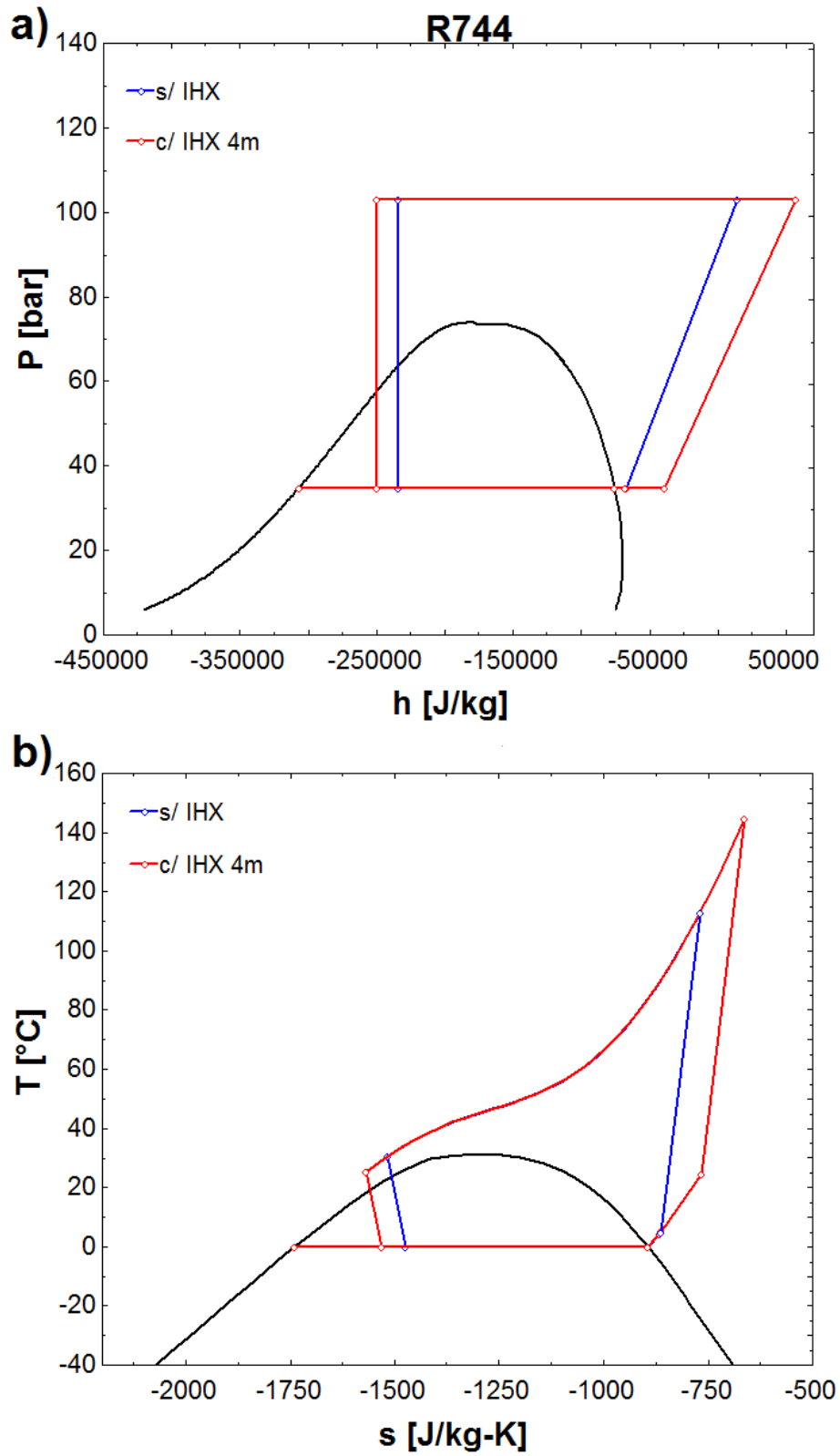


Figura 73: a) Diagrama P-h,  $T_{evap} = 0^{\circ}\text{C}$   $T_{amb} = 10^{\circ}\text{C}$ ; b) Diagrama T-s, nas mesmas condições anteriores.

### ▪ Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo

Do gráfico da Figura 74, verifica-se que, com IHX, o caudal de água com que se inicia o ciclo é superior e é tanto menor quanto menor for o comprimento do permutador de calor interno. Posto isto, é possível prever que, com um IHX, para além de se obter melhores curvas de COP para uma grande gama de pressões de trabalho, consegue-se também aquecer o reservatório de água num menor período de tempo.

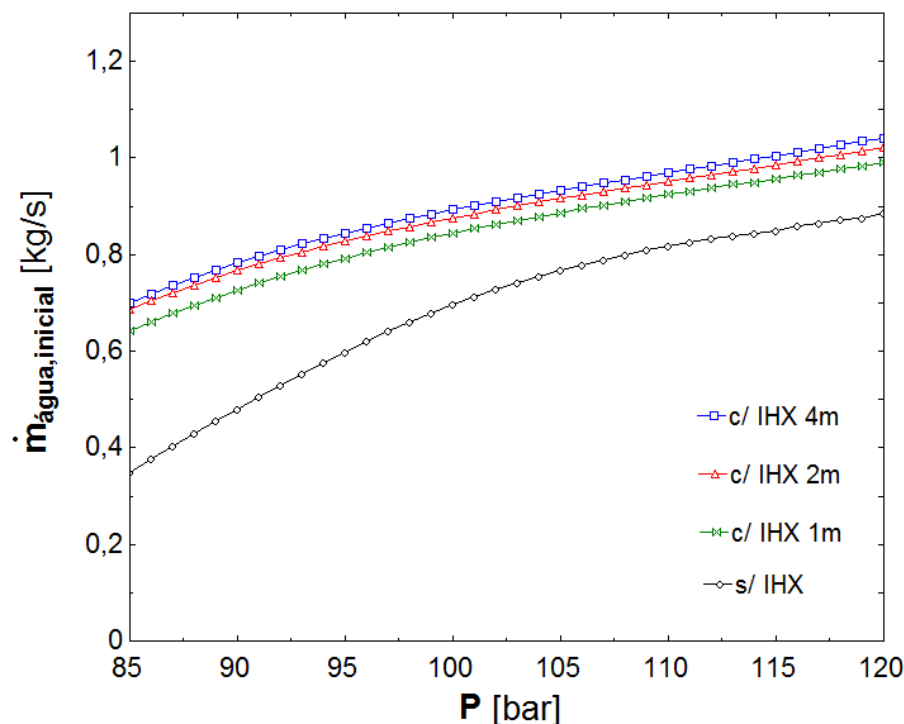


Figura 74: Variação do caudal mássico de água para iniciar o ciclo, com as mesmas condições da Figura 70.

### ▪ Variação das temperaturas do CO<sub>2</sub> no IHX

Analisando o IHX de 4 m e mantendo as condições do  $CO_{2BP}$  constantes verifica-se que com o  $CO_{2AP}$  a circular à pressão de trabalho mais baixa a diferença de temperaturas entre os dois fluidos é mínima à entrada do tubo e máxima à saída do mesmo. À medida que se aumenta a pressão de trabalho no  $CO_{2AP}$ , essa diferença aumenta ligeiramente no início do tubo e diminui no fim, ou seja, a variação de temperaturas entre os dois fluidos sofre pouca alteração se a pressão de trabalho no *gascooler* for cada vez maior, conforme representado nos gráficos da Figura 75.

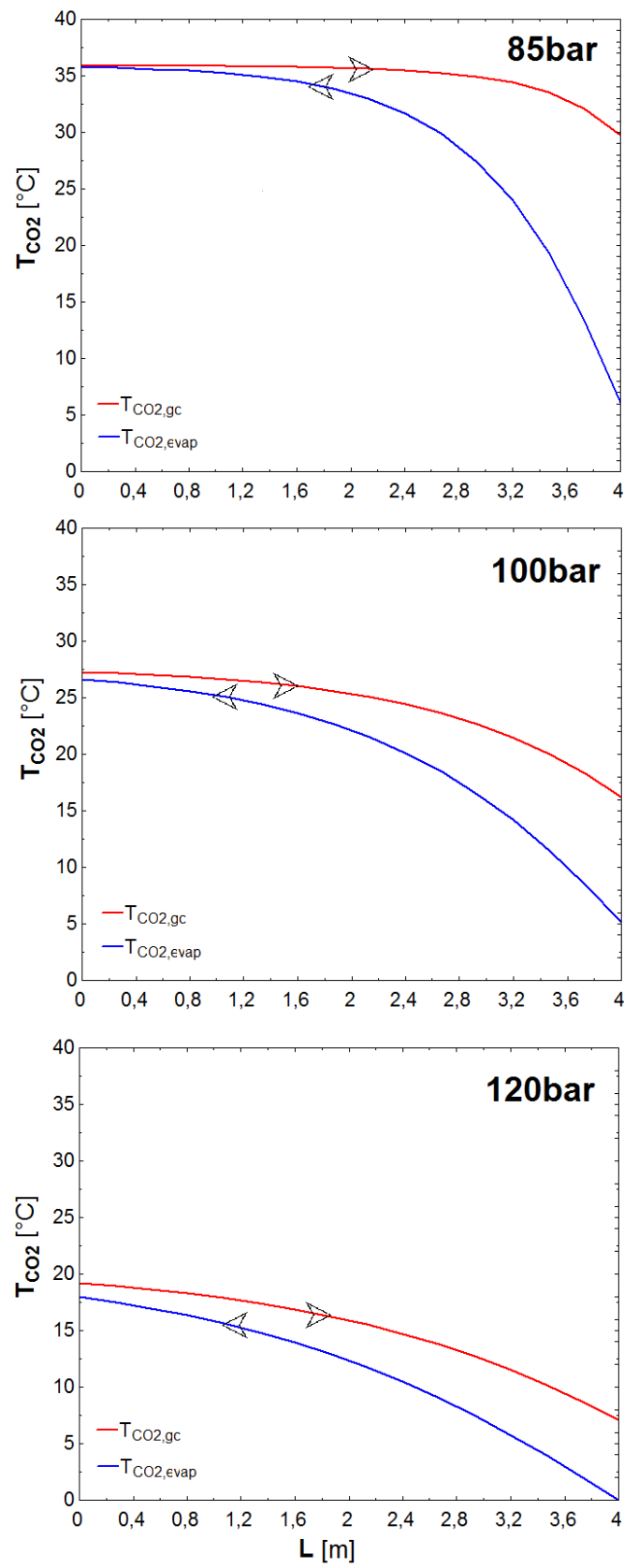


Figura 75: Variação das temperaturas do CO<sub>2</sub> para diferentes pressões no *gascooler*,  $T_{evap} = 0^{\circ}C$ ,  $T_{amb} = 10^{\circ}C$  e  $L_{IHX} = 4 m$ .

### 5.4.6 Parâmetros que permitem a melhor solução

Partindo do princípio de que a água entra a 15°C e sai a 75°C, as condições estudadas que garantem a melhor performance no sistema são as seguintes:

- $\dot{m}_{CO_2} = 0,0125 \text{ kg/s}$
- $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$
- $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$
- $L_{IHX} = 4 \text{ m}$
- $P_{evap} = 34,85 \text{ bar}$
- $P_{gascooler} = 90 \text{ bar}$

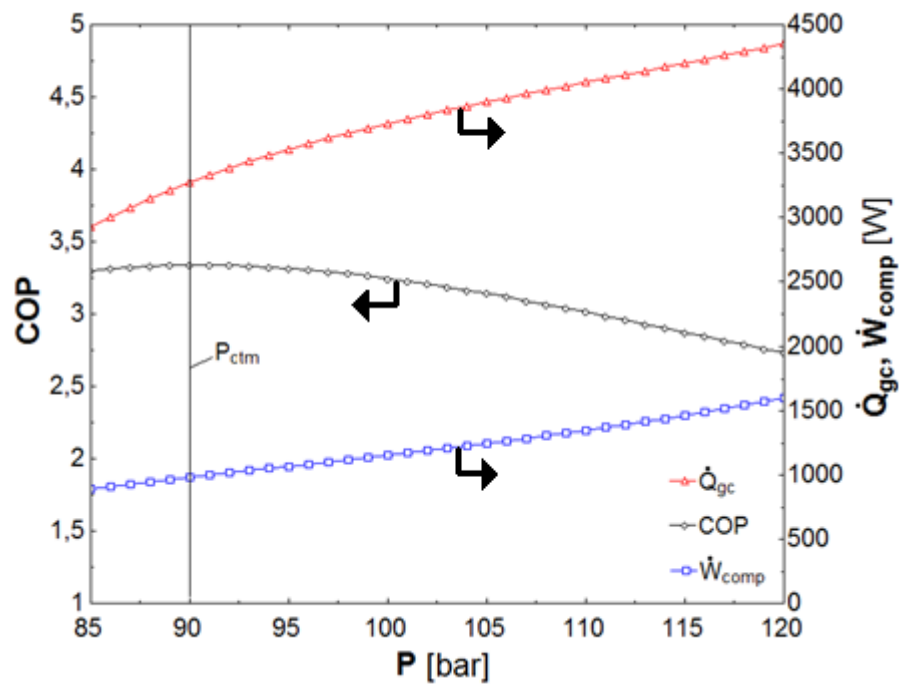


Figura 76: Curva da potência do *gascooler*, do trabalho do compressor e do respetivo COP para  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 10^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{CO_2} = 0,0125 \text{ kg/s}$ ,  $T_{\text{água,out}} = 75^\circ\text{C}$  e  $L_{IHX} = 4 \text{ m}$ .

Tabela 23: Valor de COP, potência do *gascooler* e potência a fornecer ao compressor à pressão ótima.

$COP_{m\acute{a}x}$	$\dot{Q}_{gc,otm}(W)$	$\dot{W}_{comp,otm}(W)$
3,339	3275,807	981,199



## 6. Conclusões

### 6.1 Sumário

No presente trabalho efetuou-se um estudo de modelação, simulação e análise de uma bomba de calor transcrítica utilizando CO<sub>2</sub> (R-744) como fluido operante para aquecimento de águas sanitárias

O estudo de procura das melhores condições de funcionamento focou-se na variação de determinados parâmetros do ciclo termodinâmico e na variação das condições exteriores. Entre os parâmetros do ciclo termodinâmico incluem-se as diferentes pressões de trabalho no *gascooler*, temperaturas de evaporação, caudais mássicos de CO<sub>2</sub> e diferentes temperaturas de saída da água. Entre as condições exteriores incluem-se as temperaturas ambiente a que o evaporador está sujeito. Foi realizado também um estudo de análise dimensional do permutador de calor interno (IHX), para descobrir a sua influência na performance final do ciclo termodinâmico.

Depois de realizados os estudos para as diferentes condições, foi realizada uma análise do ponto de vista comparativo entre todos os dados obtidos.

### 6.2 Principais conclusões

- A eficiência isentrópica do compressor revelou-se um fator bastante importante neste tipo de sistemas, pois a relação entre as pressões do *gascooler* e do evaporador podem ser bastante elevada, o que acarreta maiores potências de acionamento do compressor afetando negativamente o COP do sistema.
- Caudais mássicos de CO<sub>2</sub> mais reduzidos proporcionam um aumento da performance do sistema, com um aumento de 7,4% no COP máximo, quando se reduz o caudal mássico de 0,0175 kg/s para 0,0125 kg/s a uma temperatura ambiente de 10°C e uma temperatura de evaporação de 0°C. No entanto, um caudal mássico mais reduzido significa uma potência fornecida à água menor e consequentemente maiores tempos de aquecimento de toda a água presente num depósito.
- Aquecimento de água até temperaturas superiores causa uma redução na performance do sistema, com reduções de 10,5% no COP máximo, quando a temperatura requerida passa de 65°C para 75°C, a uma temperatura ambiente de

10°C, uma temperatura de evaporação de 0°C e um caudal mássico de CO<sub>2</sub> de 0,0125 kg/s. Para além de uma redução no COP do sistema, aquecimentos até temperaturas superiores levam a uma demora maior no aquecimento total da água no reservatório.

- Ciclos termodinâmicos com temperaturas de evaporação maiores proporcionam melhores performances na maior parte das pressões de trabalho no *gascooler* e levam a um aumento de 13,9% no COP máximo, quando se aumenta a temperatura de evaporação de -5°C para 0°C, a uma temperatura ambiente de 10°C e um caudal mássico de CO<sub>2</sub> de 0,0125 kg/s. Apesar do COP máximo sofrer um aumento significativo, o tempo de aquecimento do reservatório de água a uma temperatura de evaporação de 0°C é superior em comparação com uma temperatura de evaporação de -5°C.
- A temperatura ambiente influencia subtilmente a performance do sistema, pois um aumento da temperatura ambiente de 0°C para 10°C proporciona um aumento de 1,2% no COP máximo, a uma temperatura de evaporação de -5°C e um caudal mássico de CO<sub>2</sub> de 0,0125 kg/s. A pressão de trabalho a que se obtém o máximo COP para as diversas temperaturas ambiente são 100bar, 99bar e 99bar, para 0°C, 5°C e 10°C, respetivamente. Para estes valores de pressão, o caudal mássico de água necessário de maneira a iniciar o ciclo é praticamente o mesmo, e, portanto, a temperatura ambiente pouco influencia o tempo de aquecimento de um reservatório de água. No entanto, para pressões de trabalho mais baixas a tendência é que maiores temperaturas ambiente requeiram menores tempos de aquecimento.
- Com a introdução de um IHX de 4 m a performance do sistema é aumentada em 53,4% em relação ao ponto máximo, a uma temperatura de evaporação de 0°C, uma temperatura ambiente de 10°C e um caudal mássico de CO<sub>2</sub> de 0,0125 kg/s. No entanto, à pressão de trabalho no *gascooler* máxima (120bar) a introdução de um IHX de 4 m prejudica o COP do sistema em 1,4%.
- Apesar de terem sido realizados variados estudos, existem condições que à partida seriam de evitar de forma a afastar alguns problemas da instalação. O estudo incide em condições de clima frio, uma vez que a temperatura ambiente máxima presente neste estudo é de 10°C. Em Portugal, a temperatura mínima do ar no mês mais frio do ano (média mensal) foi de 5,2°C em 2014 e a temperatura mínima do ar (média anual) foi de 10,7°C no mesmo ano (PORDATA, n.d.). A temperatura mínima no presente estudo é de 0°C, o que acaba por se revelar ajustado face ao clima português. Por outro lado, temperaturas do ar abaixo de 0°C acarretam outro

inconveniente. É que para evaporar o fluido operante quando este circula pelo evaporador tem de haver transferência de calor do ar para o CO<sub>2</sub>, e isso só ocorre quando o ar está a uma temperatura acima da temperatura de evaporação. Significa que a temperatura de evaporação teria de estar abaixo dos 0°C, o que não é aconselhável devido ao risco de congelamento da água presente no ar aquando da passagem em torno do exterior do evaporador. No entanto, no presente estudo foram realizadas simulações com temperaturas de evaporação abaixo dos 0°C, mais concretamente a -5°C, de modo a garantir um estudo termodinâmico mais abrangente.

### 6.3 Sugestões de trabalhos futuros

Apesar do estudo ter sido realizado para um conjunto alargado de condições diferentes, existem fatores importantes que não foram estudados, tais como:

- Alteração das características dimensionais e geométricas dos permutadores de calor. Os estudos foram realizados com dimensões fixas, tanto em diâmetro de condutas como em comprimento das mesmas. Apenas foi variado o comprimento do IHX, para estudar a sua influência na performance do sistema.
- Para condições idênticas, fazer uma comparação entre as performances do sistema estudado e sistemas semelhantes atualmente no mercado que utilizam outros fluidos operantes, tais como R-134a e R-410a.
- Retratar um caso prático de uma habitação familiar, com necessidades de aquecimento de águas sanitárias, e fazer um estudo comparativo entre a bomba de calor CO<sub>2</sub> e outros sistemas de produção de águas quentes sanitárias, do custo anual por fonte térmica em €/ano, com vista a encontrar a melhor solução de maneira a reduzir a fatura energética global relacionada com o aquecimento de águas sanitárias.
- Fazer um estudo para avaliar a redução de emissão de gases efeito de estufa do sistema em estudo face a outros sistemas mais utilizados, nomeadamente o esquentador.



## Bibliografia

- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Bolaji, B. O., & Huan, Z. (2013). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 49–54. doi:10.1016/j.rser.2012.10.008
- Calm, J. M. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1123–1133. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013
- Cheng, L., Ribatski, G., Moreno Quibén, J., & Thome, J. R. (2008). New prediction methods for CO<sub>2</sub> evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(1-2), 111–124. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.002
- Cheng, L., Ribatski, G., & Thome, J. R. (2008). New prediction methods for CO<sub>2</sub> evaporation inside tubes: Part II—An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(1-2), 125–135. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.001
- Evolucom. (2011). CLAGE-Esquentadores elétricos. Retrieved from <http://www.evolucom.pt/pdf/catalogoclage.pdf>
- Kim, M., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119–174. doi:10.1016/j.pecs.2003.09.002
- Kim, S. G., Kim, Y. J., Lee, G., & Kim, M. S. (2005). The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 28(7), 1064–1072. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.03.004
- Magalhães, A. L. C. (2008). *Extração de óleo de grainha de uva com CO<sub>2</sub> supercrítico* (Tese Mestrado, Universidade de Aveiro). Retrieved from <http://ria.ua.pt/handle/10773/3045>
- Neksa, P. (2002). CO<sub>2</sub> heat pump systems; Pompes à chaleur utilisant le dioxyde de carbone, 25, 421–427.
- PORDATA. (n.d.). Temperatura mínima média. Retrieved from <http://www.pordata.pt/>
- Sato, H., Hotta, Y., Mizuno, H., Kimata, Y., Goto, T., & Kobayashi, H. (2012). *Development of Two-Stage Compressor for CO<sub>2</sub> Heat-Pump Water Heaters* (Vol. 49, pp. 92–97).

- Silva, D. L. da. (2012). *Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado* (Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina). Retrieved from <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/99238>
- Stene, J. (2007). Integrated CO<sub>2</sub> heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses, 85, 1–14.
- SunProject. (2015). Bomba de Calor. Retrieved from <http://www.sunproject.pt/bomba-de-calor/principio-de-funcionamento/>
- Taira, S. (n.d.). The Development of Heat Pump Water Heaters Using CO<sub>2</sub> Refrigerant. Retrieved from [http://ec.europa.eu/clima/events/docs/0007/daikin\\_pump\\_water\\_heaters\\_paper\\_en.pdf](http://ec.europa.eu/clima/events/docs/0007/daikin_pump_water_heaters_paper_en.pdf)
- Vulcano. (n.d.-a). Catálogo de Produtos. Retrieved from [http://www.vulcano.pt/consumidor/documentacao/catalogo\\_de\\_produtos/catalogodeprodutos](http://www.vulcano.pt/consumidor/documentacao/catalogo_de_produtos/catalogodeprodutos)
- Vulcano. (n.d.-b). Energias Renováveis. Retrieved from [http://www.vulcano.pt/consumidor/servicos/aconselhamento/energias\\_renovaveis/aconselhamentoenergiasrenovaveis](http://www.vulcano.pt/consumidor/servicos/aconselhamento/energias_renovaveis/aconselhamentoenergiasrenovaveis)
- Vulcano. (n.d.-c). Termoacumuladores. Retrieved from <http://www.vulcano.pt/consumidor/servicos/aconselhamento/termoacumuladores/aconselhamentotermoacumuladores>
- Wang, S., Tuo, H., Cao, F., & Xing, Z. (2013). Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 701–716. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011
- Yamaguchi, S., Kato, D., Saito, K., & Kawai, S. (2011). Development and validation of static simulation model for CO<sub>2</sub> heat pump. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 1896–1906. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.01.013
- Yoon, S. H., Kim, J. H., Hwang, Y. W., Kim, M. S., Min, K., & Kim, Y. (2003). Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International Journal of Refrigeration*, 26(8), 857–864. doi:10.1016/S0140-7007(03)00096-3
- Yu, P.-Y., Lin, W.-K., & Wang, C.-C. (2014). Performance evaluation of a tube-in-tube CO<sub>2</sub> gas cooler used in a heat pump water heater. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 304–312. doi:10.1016/j.expthermflusci.2014.01.007
- Zhang, X. P., Fan, X. W., Wang, F. K. & Shen, H. G. (2010). Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO<sub>2</sub> heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2537–2544. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.07.003